

- Outros temas de Interesse da ENGENHARIA MECÂNICA

MEDIÇÃO DE DEFORMAÇÃO UTILIZANDO-SE EXTENSÔMETROS ELÉTRICOS SOLDADOS ATÉ A TEMPERATURA DE 422°C

Paulo de Tarso Vida Gomes

Osmar Ribeiro Lourenço

Tanius Rodrigues Mansur

Comissão Nacional de Energia Nuclear (CNEN/CDTN), Caixa Postal 941, 30123-970, Belo Horizonte, MG, Brasil. E-mail: gomespt@urano.cdtm.br

Ernani Sales Palma

Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais

Nilton da Silva Maia

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais - CEFET/MG

Resumo

Apresenta-se neste trabalho a medição de deformações em estruturas de aço carbono A 516 GRAU 65 e aço inoxidável austenítico AISI 304, utilizando-se extensômetros elétricos tipo HTW, de fabricação russa. A medição foi realizada utilizando-se ligação em meia ponte com duas configurações distintas: ligação com dois extensômetros fixos e ligação com um extensômetro fixo e um passivo.

Os resultados obtidos experimentalmente foram comparados com aqueles obtidos teoricamente para dois valores distintos de carregamentos. Paralelamente, verificou-se a influência da temperatura sobre os resultados obtidos.

Palavras-chave: Strain gage, Deformação, Alta temperatura

1. INTRODUÇÃO

A extensometria em ambientes sujeitos a altas temperaturas requer o conhecimento prévio do comportamento da instalação extensométrica, principalmente no que diz respeito à variação da resistência elétrica dos extensômetros. Em tais casos, a resistência R dos extensômetros elétricos deve ser considerada como função da temperatura T , do tempo t e da deformação ϵ , isto é, $R = f(T, t, \epsilon)$ [Dally and Riley (1978)]. Muitos problemas de medições com extensômetros em altas temperaturas são gerados por condições ambientais tais como oxidação e corrosão. Umidade e agentes químicos irão atacar a instalação extensométrica mais severamente em altas temperaturas.

Através de sua fixação em um corpo-de-prova apropriado, um ou mais extensômetros de um determinado lote são submetidos a carregamentos, temperaturas e condições ambientais conhecidas. A partir de medições simultâneas de temperatura e deformação obtém-se curvas que caracterizam o seu comportamento nas condições de teste.

Assim, o objetivo deste trabalho é analisar a deformação em duas instalações extensométricas distintas sujeitas a carregamento e variação de temperatura.

2. METODOLOGIA

Utilizou-se duas vigas de isoflexão construídas em aço carbono A 516 grau 65 e aço inoxidável AISI 304. A Figura 1 mostra um desenho da viga de isoflexão com as dimensões e localização dos extensômetros.

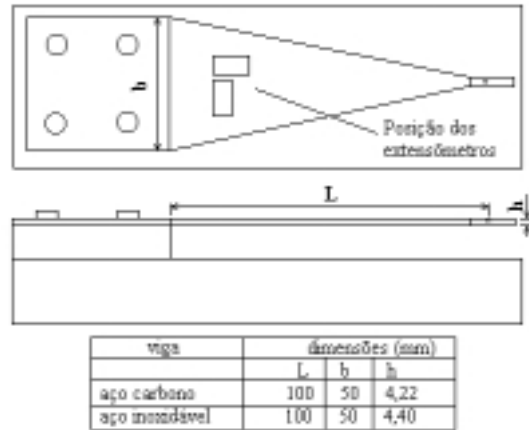


Figura 1. Viga de isoflexão.

Cada viga foi instrumentada com extensômetros de fabricação russa do tipo HTW e termopares do tipo K, de modo a se obter leituras simultâneas de temperatura e deformação. Os extensômetros fixos foram soldados nas vigas pelo processo de descarga capacitiva, e ligados em duas configurações diferentes (Figura 2):

- ligação em meia ponte com um extensômetro passivo e um fixo - a ligação denominada “instalação B” (Figura 2-a), é constituída de um extensômetro soldado (fixo) na viga por meio de solda capacitiva e de um extensômetro não soldado (passivo). Este extensômetro é posicionado de modo a manter contato com a superfície da viga sem estar rigidamente ligado a ela. Desta maneira, ele irá medir apenas a variação de temperatura, pois não acompanhará as deformações da viga.
- ligação em meia ponte com dois extensômetros fixos - a ligação denominada “instalação A” (Figura 2-b), é constituída de dois extensômetros soldados (fixos) à viga por meio de solda capacitiva, com seus eixos longitudinais fazendo um ângulo de 90° entre si.

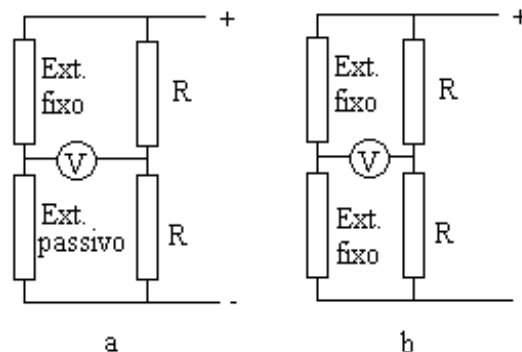


Figura 2. Esquema de ligação dos extensômetros.

Para testar o desempenho das instalações, foram realizados testes à temperatura ambiente com cargas de 5 kgf, 10 kgf e 15 kgf.

Posteriormente, as instalações foram submetidas à variação de temperatura na faixa de 20°C a 420°C para determinação da deformação aparente. A seguir foram realizados testes com carga e variação de temperatura.

3. CÁLCULOS TEÓRICOS E EXTENSOMÉTRICOS

As tensões e deformações nas vigas de isoflexão foram calculadas a partir da teoria da resistência de materiais, utilizando-se as seguintes equações [Beer e Johnston (1982)]:

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{6FL}{bh^2} \quad (1)$$

$$\sigma = E\varepsilon \Rightarrow \varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{6FL}{Ebh^2} \quad (2)$$

onde:

F é a força aplicada;

L é a distância da força à seção transversal considerada;

E é o módulo de elasticidade do material utilizado na viga, $E = 210000 \text{ MPa}$;

b é a largura da seção transversal da viga;

h é a altura da seção transversal da viga;

σ é a tensão normal

ε é a deformação normal.

Os cálculos extensométricos foram feitos a partir das seguintes equações [Hannah e Reed (1992)]:

a) ligação em 1/2 ponte com um extensômetro fixo e um passivo:

$$\varepsilon = \frac{4\Delta V}{VK \times 10^3} \quad (3)$$

b) ligação em 1/2 ponte com dois extensômetros fixos:

$$\varepsilon = \frac{4\Delta V}{VK(1 + \mu) \times 10^3} \quad (4)$$

onde:

ε é a deformação medida;

μ é o coeficiente de Poisson do material da viga;

ΔV é a tensão de saída da ponte de Wheatstone em mV;

V é a tensão de alimentação da ponte de Wheatstone em Volt.

4. MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

O forno utilizado para aquecimento das vigas de isoflexão tem as seguintes características:

Temperatura máxima: 1200°C, controle de aquecimento: 25°C e taxa de aquecimento: 3,8°C/min.

Os extensômetros utilizados têm as seguintes características:

Extensômetros HTW:

Resistência nominal: $100 \pm 1 \Omega$, fator de sensibilidade (K): 2,0 e temperatura máxima de trabalho: 500°C.

Os instrumentos de medição usados foram:

Fonte de tensão constante: 0 a 5 Volt, voltímetro digital de 4 1/2 dígitos e seletor de canais com capacidade para 10 pontes de Wheatstone.

5. RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A Tabela 1 mostra os valores de deformações calculados para as vigas de aço carbono e aço inoxidável com carregamentos de 4 kgf e 10 kgf, através da equação 2. As diferenças entre os valores calculados para uma mesma carga são devido as diferenças nas dimensões das vigas.

Tabela 1. Valores teóricos de deformação para cargas de 4 kgf e 10 kgf

Viga de Isoflexão	Deformação (μ m/m)	
	Carga 4 kgf	Carga 10 kgf
Aço carbono	128	320
Aço inoxidável	118	296

A Figura 3 mostra o comportamento das instalações A e B submetidas a carregamento de 5, 10 e 15 kgf à temperatura ambiente.

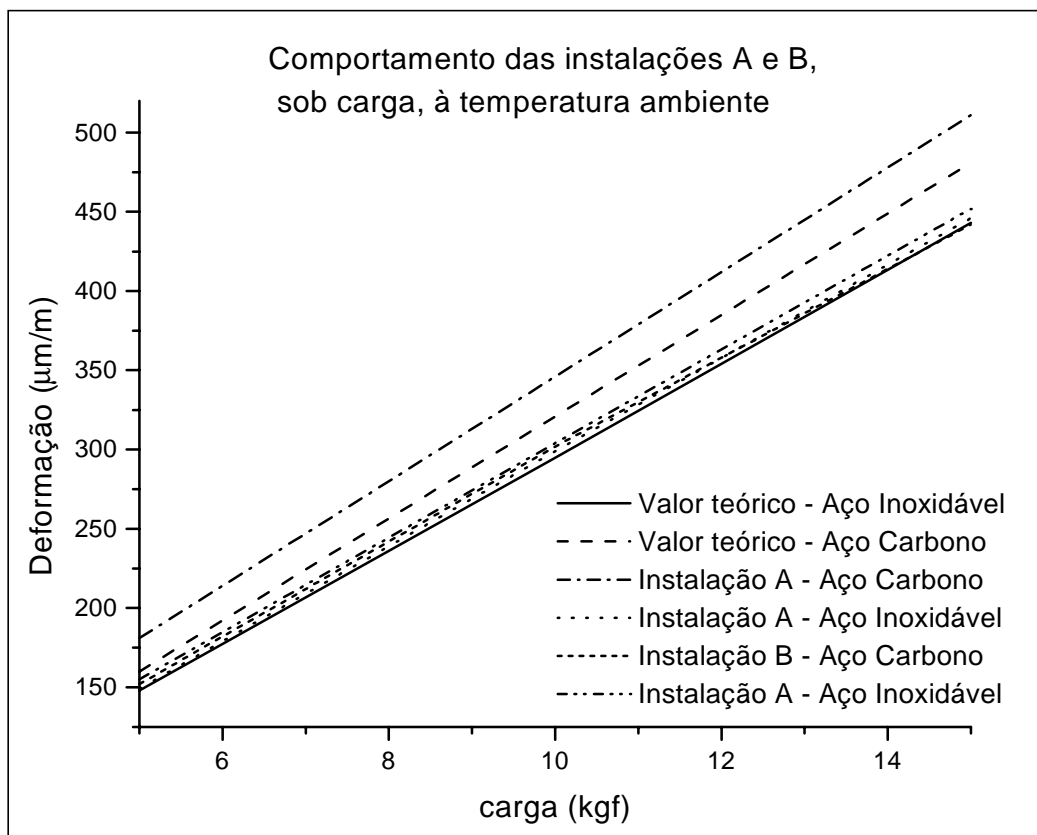


Figura 3. Comportamento das instalações A e B, sob carga, à temperatura ambiente.

As Figuras 4 e 5 mostram a deformação aparente das instalações A e B na viga de aço carbono e na viga de aço inoxidável, respectivamente.

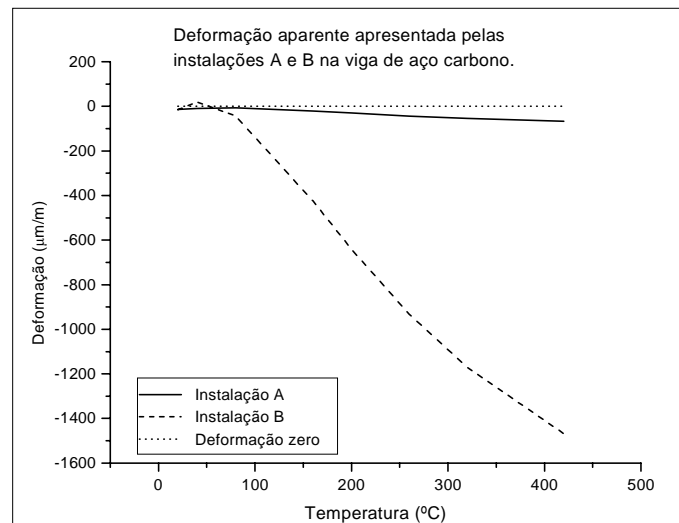


Figura 4. Deformação aparente apresentada pelas instalações A e B na viga de aço carbono.

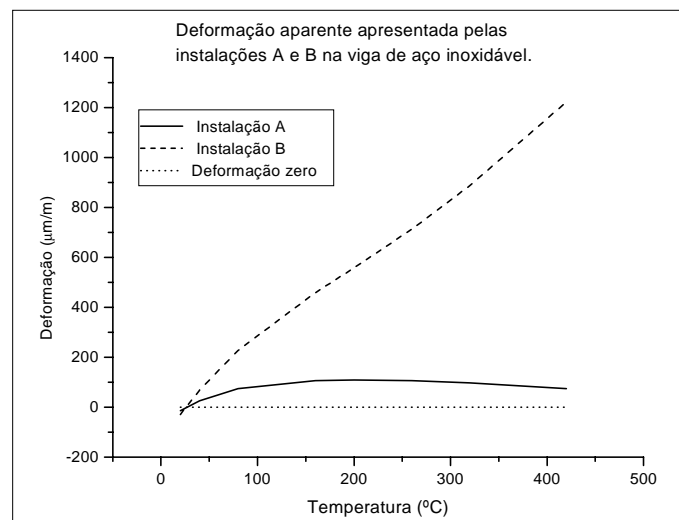


Figura 5. Deformação aparente apresentada pelas instalações A e B na viga de aço inoxidável.

As Figuras 6 e 7 mostram o comportamento das instalações A e B na viga de aço carbono com cargas de 4 kgf e 10 kgf, respectivamente.

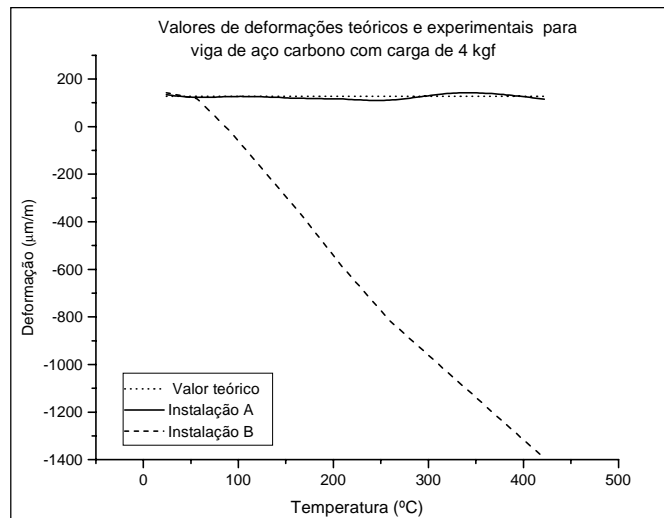


Figura 6. Valores de deformações teóricas e experimentais para a viga de aço carbono com carga de 4 kgf.

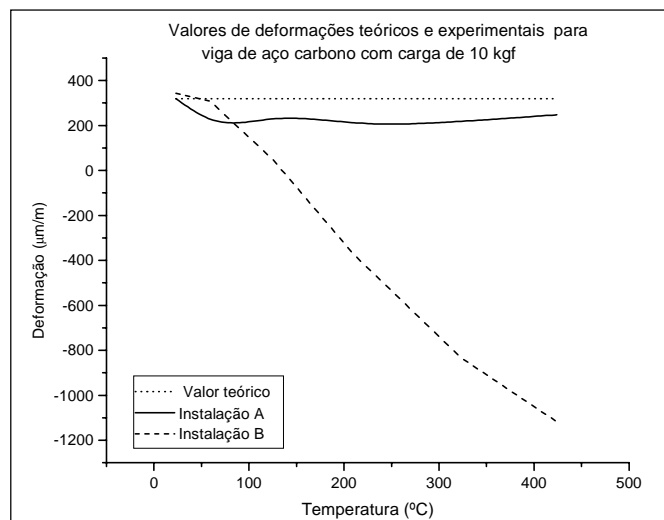


Figura 7. Valores de deformações teóricas e experimentais para a viga de aço carbono com carga de 10 kgf.

As Figuras 8 e 9 mostram o comportamento das instalações A e B na viga de aço inoxidável com cargas de 4 kgf e 10 kgf, respectivamente.

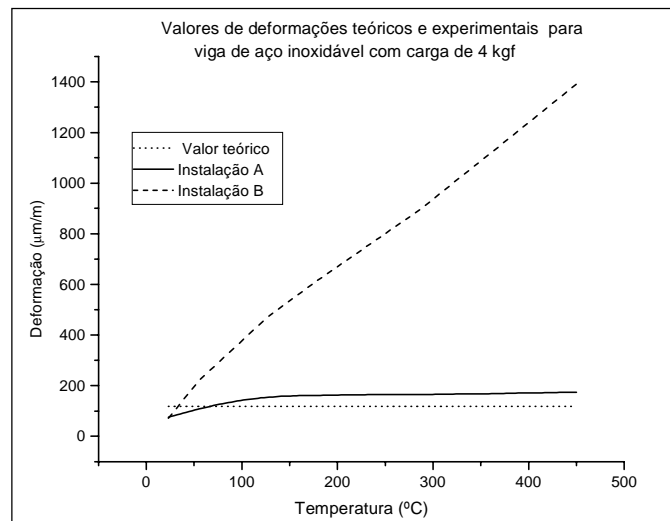


Figura 8. Valores de deformações teóricas e experimentais para a viga de aço inoxidável com carga de 4 kgf.

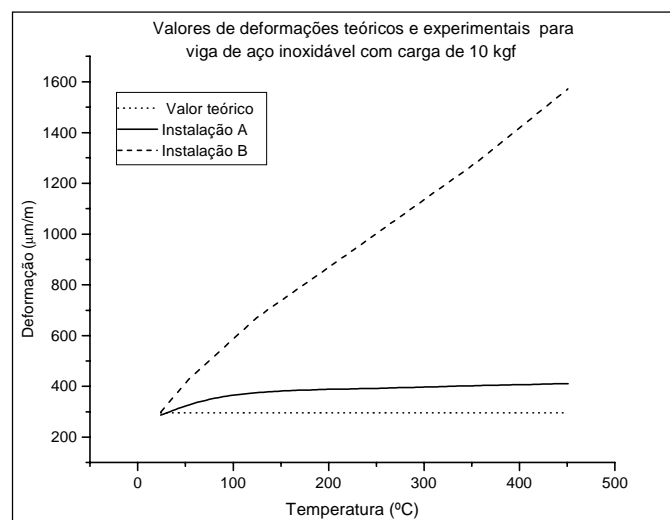


Figura 9. Valores de deformações teóricas e experimentais para a viga de aço inoxidável com carga de 10 kgf.

6. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Como pode ser visto na Figura 3, tanto a instalação A quanto a instalação B, apresentam um bom desempenho para medição de deformações na temperatura ambiente.

Os valores de deformação aparente obtidos com a instalação A mostram a eficiência da mesma, na eliminação do efeito da temperatura sobre a instalação extensométrica. Para a instalação A, na faixa de temperaturas entre 40°C e 420°C, e, admitindo-se os valores absolutos para deformação aparente, o percentual de redução da mesma está entre 95% e 98% para a viga de aço carbono e entre 90% e 98% para a viga de aço inoxidável, Figuras 4 e 5.

A diferença observada entre os valores calculados e os valores experimentais obtidos na instalação B deve-se, provavelmente, à grande rigidez do sistema de fixação do extensômetro passivo, o que restringiu sua mobilidade além do esperado.

A instalação A, apresentou resultados pouco diferentes dos valores calculados tanto para o aço inoxidável quanto para o aço carbono, Figuras 6 a 9. É importante observar que a diferença manteve-se constante para cada carga durante a variação de temperatura.

7. CONCLUSÕES

Embora a teoria mostre a viabilidade do uso de extensômetros móveis na medição de deformações em estruturas ou componentes submetidos a altas temperaturas, deve-se pesquisar métodos que garantam a total mobilidade dos mesmos.

Os resultados mostram que, para se medir deformação em componentes ou estruturas submetidos a altas temperaturas, os melhores resultados são obtidos quando se fixam (soldagem por descarga capacitiva) os extensômetros no mesmo campo de temperatura, instalação A.

O melhor desempenho na medição de deformação em função de carga e temperatura foi obtido na instalação A em viga de aço carbono.

8. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer à FINEP – Financiadora de Estudos e Projetos – pelo suporte financeiro dado à esta pesquisa sob contrato número RECOPE 7798031700, referência 1567/96.

9. REFERÊNCIAS

- Beer, F. P., Johnston, E. R., 1982, “Resistência dos Materiais”, São Paulo, SP, McGrall-Hill.
- Dally, James W. & Riley, William F., 1978, “Experimental Stress analysis”, 2ed. New York, NY, McGrall-Hill.
- Hannah, R. L., Reed, S. E., 1992, “Strain Gage User’s Handbook”, Bethel, USA, Elsevier Science Publishers Ltda and Society of Experimental Mechanics.
- Sergeev, A, Hursudov, G.H., Senin, V.S., Mijlev, JU.K., Maslov, S.V., Comitê Governamental da Rússia para Normalização, 1989, “Cálculos e testes em Resistência Mecânica”, Centro de Investigações Científicas da URSS para Normalização e Estruturação de Máquinas, Moscou.
- Schenk, , 1972, “Une Solution à Léxtensométrie Haute Temperature: Le procedé Rokide”, France: Mesures.

RESPOSTAS CAÓTICAS EM UM SISTEMA ELETRO-MECÂNICO NÃO IDEAL

Débora Belato

DPM, Faculdade de Engenharia Mecânica, UNICAMP,
C.P. 6122, CEP 13083-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail: belato@fem.unicamp.br.

Hans Ingo Weber

DEM, Pontifícia Universidade Católica - PUC, CEP 22453-900, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

José Manoel Balthazar

Instituto de Geociências e Ciências Exatas, UNESP,
C.P. 178, CEP 13500-230, Rio Claro, SP, Brasil

João Maurício Rosário

DPM, FEM, UNICAMP, C.P. 6122, CEP 13083-970, Campinas, SP, Brasil.

Resumo

Quando se considera a influência do movimento do sistema oscilatório sobre a fonte de energia nas equações que regem o movimento de um sistema, tal sistema é chamado não ideal. Neste trabalho é investigado um sistema não ideal particular que consiste em um pêndulo simples cujo o ponto suporte é vibrado ao longo de uma guia horizontal por um motor de corrente contínua considerado de potência limitada. O movimento do motor é transmitido para o pêndulo por meio de um mecanismo biela-manivela. Nestas condições detecta-se movimentos caóticos nas oscilações do pêndulo quando um parâmetro de controle é variado próximo a região de ressonância fundamental. Este fenômeno é analisado variando-se um dos parâmetros do pêndulo, onde verifica-se que a forma do atrator permanece com as mesmas características topológicas.

Palavras-chave: Dinâmica não linear, Sistema não ideal, Atrator caótico.

1. INTRODUÇÃO

Nas últimas duas décadas a análise de sistemas dinâmicos não lineares tem se resumido no estudo de equações simplificadas obtidas através de algumas suposições feitas durante o modelamento do mecanismo adotado. Muitas vezes, estas suposições fazem com que a força externa não sofra qualquer influência do sistema oscilatório quando o mecanismo está em operação. Neste caso, os fenômenos não lineares que aparecem estão relacionados apenas com a performance do sistema oscilatório e o sistema é chamado ideal. No entanto, pode ser que em certas ocasiões de funcionamento estas simplificações possam afetar a análise final dos resultados, fazendo com que uma análise mais detalhada do mecanismo seja necessária.

Sabe-se que o caos representa uma estreita faixa de soluções sobre a curva de ressonância de um determinado mecanismo, Belato e outros (1999), e esta faixa pode ser diminuída ou aumentada de acordo com a escolha dos parâmetros das equações de movimento durante sua

integração. Por isso, alterações mínimas nas equações de movimento podem modificar os resultados finais na região onde as soluções caóticas dominam, tendo-se necessidade de um melhor equacionamento do mecanismo em questão. Uma maneira de se fazer isso é incluir as interações dinâmicas existentes no sistema nas equações de movimento, fazendo com que o mecanismo funcione com uma fonte de energia não ideal.

Uma fonte de energia é chamada não ideal, quando as equações de movimento do sistema considera a influência do sistema oscilatório sobre a fonte de energia, ou seja, a fonte de energia é de potência limitada. Neste caso, o movimento do sistema oscilatório interagirá com o movimento do motor e vice-versa, aumentando a complexidade do sistema já que oscilações anteriormente desprezadas são agora consideradas.

Neste trabalho, é analisado um sistema não linear particular consistindo de um pêndulo simples cujo ponto suporte é vibrado ao longo de uma guia horizontal através de uma biela-manivela forçada por um motor de corrente contínua de potência limitada, Figura 1.

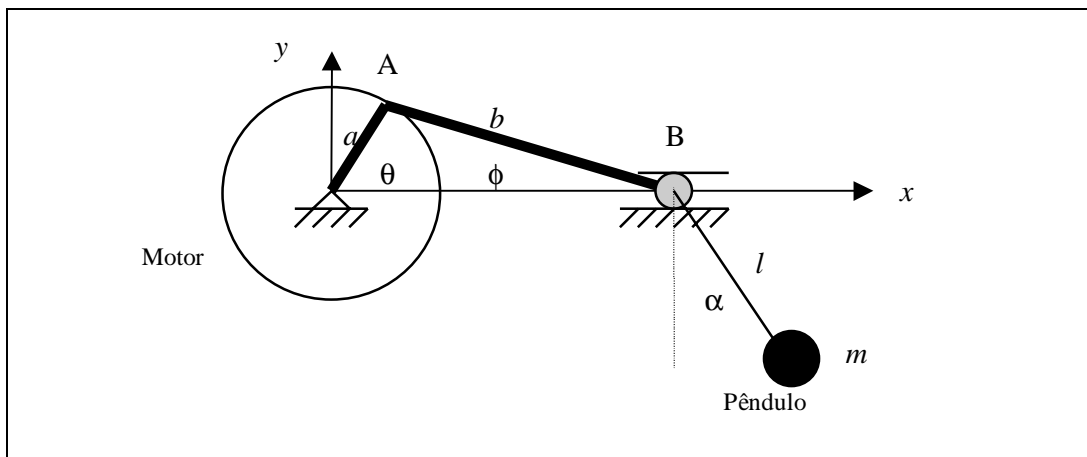


Figura 1. Esquema do mecanismo eletromotor-pêndulo

Este sistema apresenta comportamento complexo quando um parâmetro de controle é variado, Belato (1998), e o comportamento do atrator caótico obtido próximo a região de ressonância fundamental será investigado quando vários parâmetros são variados. O trabalho é organizado como segue: na seção II, é feita a derivação das equações de movimento para o sistema eletromotor-pêndulo; na seção III, é apresentada os principais resultados numéricos e na seção IV, é apresentada as conclusões.

2. MODELO MATEMÁTICO

O mecanismo consiste de um pêndulo cujo o ponto suporte A é vibrado ao longo de uma guia horizontal por um motor de corrente contínua, cuja equações de movimento simplificadas são dadas por (Veja detalhes em Belato e outros (1999)):

$$\begin{aligned} V(t) &= RI(t) + K_E \dot{\theta}(t) \\ M_{\text{MOTOR}} &= K_T I(t) - c_m \dot{\theta} \end{aligned} \quad (1)$$

onde $V(t)$ é a voltagem do motor, I é a corrente, R é a resistência elétrica, K_T é a constante de torque, K_E é a constante da voltagem e c_m é a constante para o coeficiente de perda interna no motor.

Portanto, as equações de movimento do mecanismo eletromotor-pêndulo são dadas por:

$$(J + \beta_4 F^2 \sin^2 \alpha) \theta'' = \beta_1 - (\beta_2 + \beta_3 F^2) \theta' - \beta_4 \sin^2 \alpha F F' \theta' - \beta_5 F (\cos \alpha + \alpha'^2) \sin \alpha$$

$$\alpha'' + \sin \alpha = \epsilon_2 (F \theta'' + F' \theta') \cos \alpha - \beta_6 \alpha' \quad (2)$$

onde $F = \left[1 + \frac{\epsilon_1 \cos \theta}{(1 - \epsilon_1^2 \sin^2 \theta)^{1/2}} \right] \sin \theta$, $F' = \frac{dF}{dt^*}$ e $\epsilon_1 = \frac{a}{b}$. A seguinte transformação foi usada: $t^* = \omega_0 t$, t^* é o tempo adimensional, ω_0 é a frequência natural do pêndulo, β_1 é o parâmetro de controle, $\beta_2 = \frac{K_E K_T}{R \omega_0} + \frac{c_m}{\omega_0}$, $\beta_3 = \frac{c_3 a^2}{\omega_0}$, $\beta_4 = m a^2$, $\beta_5 = m a l$, $\beta_6 = \frac{\mu_l}{\omega_0 m l^2}$, $\epsilon_2 = \frac{a}{l}$, com θ' velocidade rotacional do motor, α é o deslocamento angular do pêndulo, J é o momento de inércia do rotor do motor, m é a massa do pêndulo, l é o comprimento do pêndulo, c_3 é o coeficiente de amortecimento para a fricção no pino A, μ_l é coeficiente de amortecimento para fricção sobre o pêndulo e as linhas denotam as derivadas em relação a t^* .

3. RESULTADOS NUMÉRICOS

As simulações numéricas foram feitas no Simulink Toolbox do Matlab™, adotando-se β_1 como um parâmetro de controle, $\beta_3 = 0$, $J = 0.001655$, $\beta_6 = 0.001$ e variando-se os parâmetros β_2 , β_4 , β_5 , ϵ_1, ϵ_2 , com as condições iniciais $\alpha(0) = \alpha'(0) = 0$ e $\theta(0) = \theta'(0) = 0$. O integrador numérico é o Runge-Kutta de quarta ordem com passo variável.

Observa-se que a perda de estabilidade do sistema, próxima à região de ressonância fundamental, ocorre devido a uma bifurcação sela-nó, onde com um pequeno aumento do valor do parâmetro de controle leva à uma colisão da solução estável (movimento periódico), com uma instável localizada próxima ao ponto de deslocamento angular do pêndulo dado por $\alpha_c = \pi/2$. Esta solução instável (sela) aparece no sistema devido à excitação horizontal do ponto suporte do pêndulo sendo a causa principal de perda de estabilidade neste sistema, quando o valor do parâmetro de controle é aumentado. O sistema perde estabilidade destruindo o atrator periódico não ressonante dando origem a um atrator caótico, através de uma *boundary crisis*. Em outro sentido, quando o valor do parâmetro de controle é diminuído a perda de estabilidade ocorre através de uma crise interior levando ao caos. Os valores de bifurcação dependem da escolha dos parâmetros acima definidos e isto não será explorado neste trabalho.

Na figura 2 é apresentado o atrator caótico definindo $\beta_2 = 0.0245$, $\beta_4 = 4,9 \cdot 10^{-4}$, $\beta_5 = 0.0021$, $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0.2333$ e $\beta_1 = 0.022$, e o correspondente diagrama de bifurcação. O atrator caótico é obtido em um mapa de Poincaré tridimensional, calculado toda vez que a trajetória do sistema intersecciona o plano $\theta = 0$, sendo que sua projeção sobre o plano $\alpha' \times \alpha$ é dada na figura 2a. Nota-se que o atrator tem seu movimento restrito ao poço potencial cujo o mínimo é determinado pelos pontos $(\alpha, \alpha') = (0, 0)$. As partes protuberantes da figura (também conhecidas como “dedos”), se alongam de maneira que tendem a se encontrarem em um mesmo ponto, como visto na figura 2b, em três dimensões. Estes alongamentos determinam a limitação do atrator, pois quando alcançam a velocidade crítica do pêndulo dada por $\alpha' \approx 2$, ocorre o escape do pêndulo do poço potencial. No entanto a estrutura do

atrator permanece com as mesmas características iniciais, embora seu movimento tenda a se tornar ilimitado quando os valores dos parâmetros escolhidos diminuem.

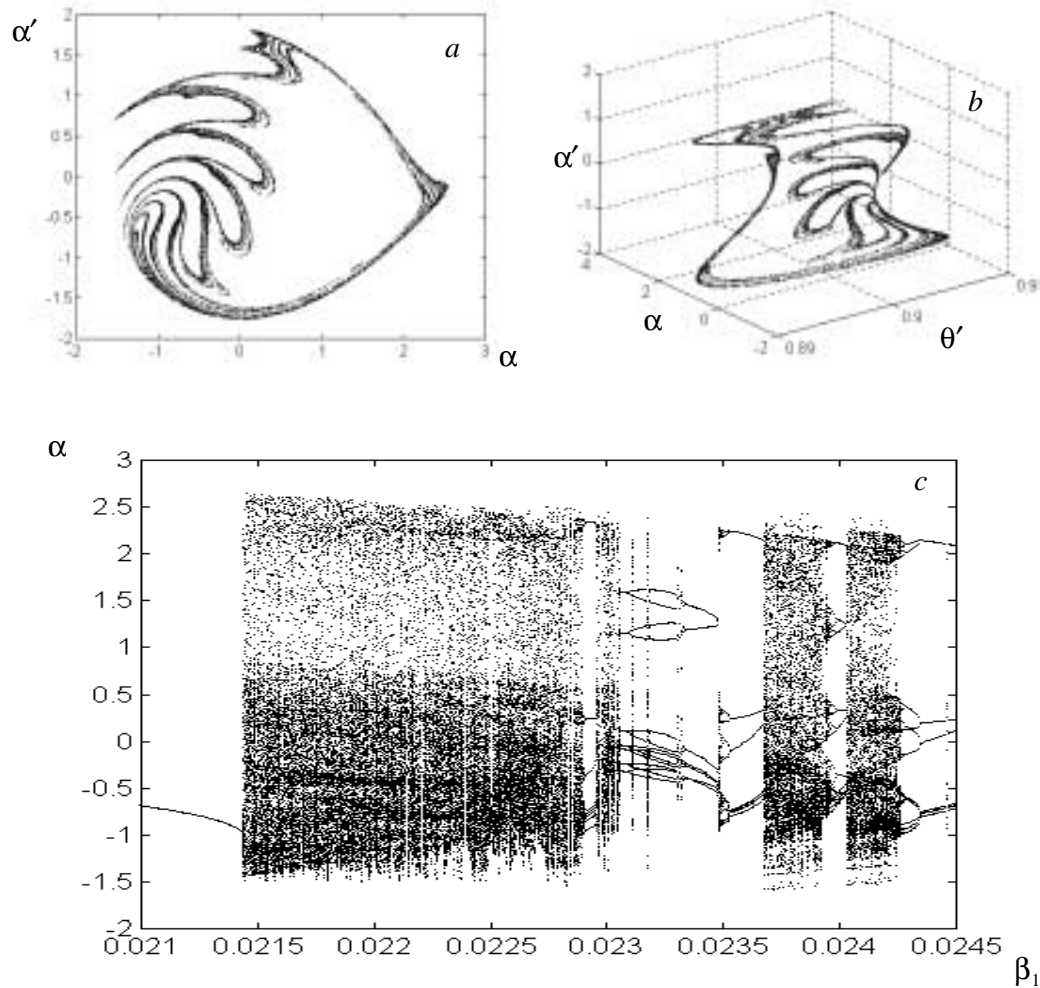


Figura 2. Os valores dos parâmetros são: $\beta_2 = 0.0245$, $\beta_4 = 4,9 \cdot 10^{-4}$, $\beta_5 = 0.0021$, $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0.2333$. (a) Mapa de Poincaré do atrator caótico dentro de um único poço potencial quando $\beta_1 = 0.022$. Este mapa é obtido pela projeção do mapa de Poincaré tridimensional sobre o plano $\alpha' \times \alpha$. (b) Mapa de Poincaré tridimensional. (c) Diagrama de bifurcação.

A figura 3 mostra o atrator ilimitado quando $\beta_2 = 0.0245$, $\beta_4 = 3,43 \cdot 10^{-4}$, $\beta_5 = 0.0015$, $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0.2333$ e $\beta_1 = 0.022$. Quando os valores destes parâmetros são diminuídos ocorre um preenchimento nos poços potenciais caracterizados por um aumento na dispersão dos pontos no mapa de Poincaré. Neste caso, o atrator consegue escapar do poço potencial quando o valor crítico da velocidade do pêndulo é alcançado, visitando aleatoriamente qualquer outro poço potencial. Neste instante o atrator é ilimitado, mas mesmo assim possui uma estrutura topológica similar ao anterior, dada pela figura 2, e aos atratores obtidos nas figuras 4 e 5. Os “dedos” tendem a se movimentar de maneira a preencher cada vez mais o interior do espaço de estado, e esta dispersão irregular dos pontos mostra um aumento da velocidade de oscilação do pêndulo.

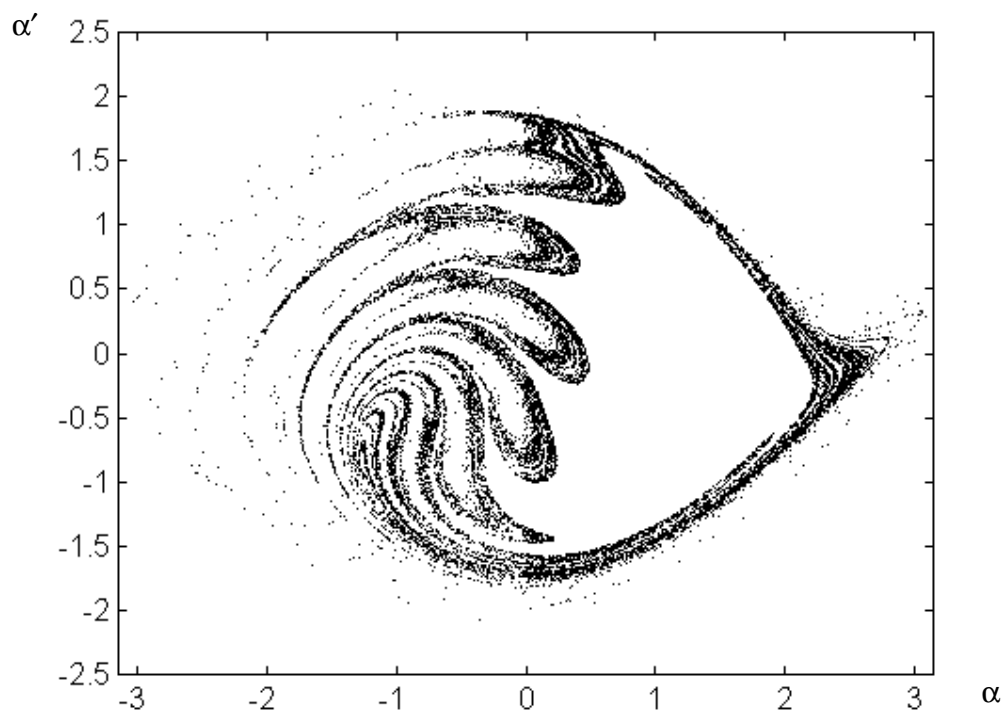


Figura 3. Atrator caótico obtido quando:
 $\beta_2 = 0.0245$, $\beta_4 = 3,43 \cdot 10^{-4}$, $\beta_5 = 0,0015$, $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0,2333$ e $\beta_1 = 0.022$

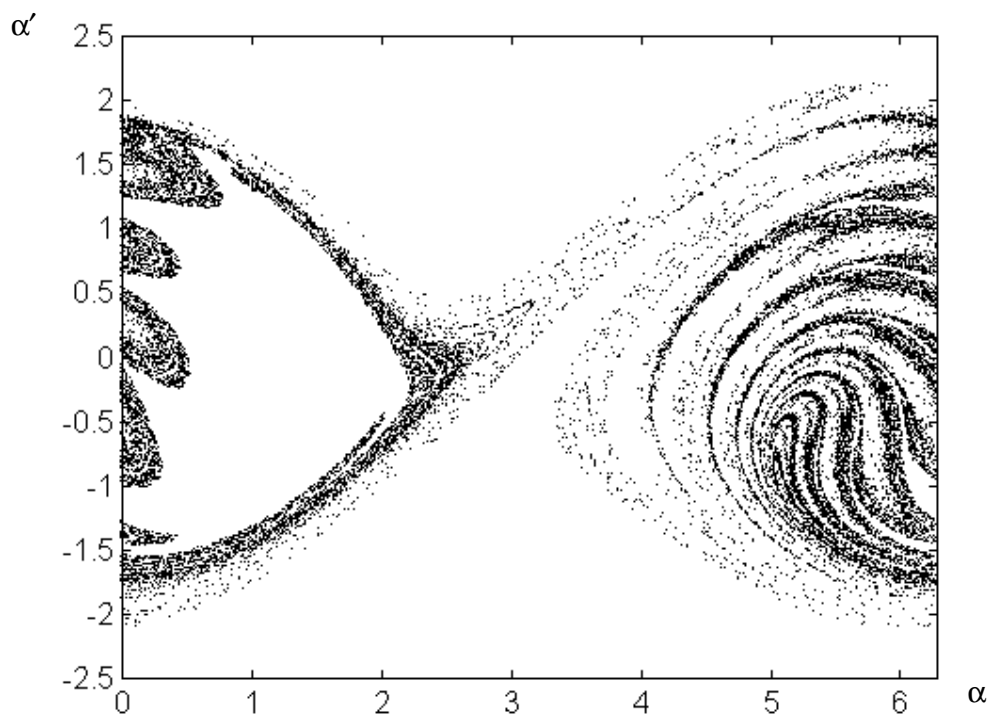


Figura 4. Atrator caótico obtido quando:
 $\beta_2 = 0.0245$, $\beta_4 = 2,45 \cdot 10^{-4}$, $\beta_5 = 0,0011$, $\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0,2333$ e $\beta_1 = 0.022$

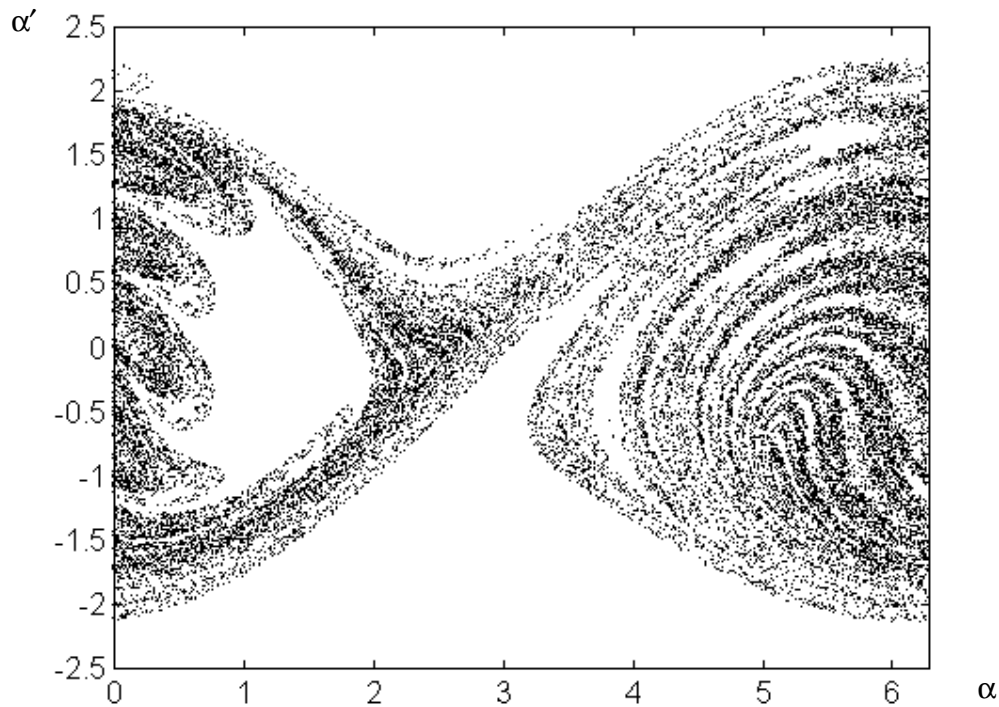


Figura 5. Atrator caótico obtido quando:

$$\beta_2 = 0.02, \beta_4 = 1,25 \cdot 10^{-4}, \beta_5 = 5 \cdot 10^{-4}, \epsilon_1 = \epsilon_2 = 0,25 \text{ e } \beta_1 = 0.018$$

4. CONCLUSÕES

Um sistema dinâmico particular não ideal é analisado através de simulação numérica. Próximo a região de ressonância fundamental, a perda de estabilidade ocorre devido a presença de uma boundary crisis (quando o valor do parâmetro de controle é aumentado) e através de uma crise interior (quando o valor do parâmetro de controle é diminuído), sendo que ambos os eventos levam ao caos. A investigação é feita variando-se vários parâmetros simultaneamente mostrando que a estrutura topológica do atrator caótico permanece quase a mesma, ou seja, é similar em todos os casos estudados. Observa-se também que a dispersão dos pontos sobre o plano de estado se torna maior quanto menor forem os valores adotados para os parâmetros.

5. AGRADECIMENTO

Os autores agradecem à FAPESP (Fundação de Amparo à Pesquisa do estado de São Paulo) pelo apoio e suporte financeiro para o desenvolvimento deste trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- Belato D., 1998, “Não Linearidades do eletro-pêndulo”. Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP, Brasil, 128p.

- Belato D., Weber H.I., Balthazar J.M., Mook D.T., 1999, “Chaotic Vibration of a Nonideal Electro-Nonideal Electro-Mechanical System”, in *Applied Mechanics in the Americas*, P.B.Gonçalves, I. Jasiuk, D. Pamplona, C. Steele, H.I. Weber and L. Bevilacqua - Editors, Published by AAM and ABCM, v. 7, p. 539-542.
- Nayfeh A.H., Mook D.T., 1979, “Nonlinear Oscillations”, John Wiley & Sons, New York.
- Stewart H.B. & Ueda Y., 1991, “Catastrophes with indeterminate outcome”, *Proc. R. Soc. Lond. A*, v.432, p.113-123.
- Thompson J.M.T., Bishop S.R. & Leung L.M., 1987, “Fractal basins and chaotic bifurcations prior to escape from a potential well”, *Physics Letters A*: v.121, n.3, p.116-120.
- Thompson J.M.T., 1989, “Chaotic phenomena triggering the escape from a potential well”, *Proc. R. Soc. Lond. A*, v.421, p.195-225.
- Van Dooren, R., 1996, “Chaos in a pendulum with forced horizontal support motion: a tutorial.”, *Chaos, Solitons & Fractals*, v.7, n. 1, p. 77-90.

ESTUDO DA FORÇA DE ATRITO DINÂMICA EM ENSAIO DE DESGASTE POR DESLIZAMENTO A SECO

María Cristina Moré Farías

Marcia Marie Maru

José Francisco dos Santos

Linilson Rodrigues Padovese

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, São Paulo, SP, Brasil. E-mail:crffer@usp.br

RESUMO

Nos ensaios de deslizamento, é comum observar-se sons audíveis acompanhando o processo de atrito e desgaste. Isso sugere presença de flutuações dinâmicas de forças e movimentos na região do contato. Entre os parâmetros que podem provocar flutuações da força de atrito em ensaios de deslizamento, tem-se as vibrações introduzidas no sistema durante os ensaios, originadas do próprio equipamento e/ou pela interação entre as asperezas no contato entre as amostras. Este trabalho apresenta uma caracterização dinâmica da força de atrito de ensaios a seco em equipamento pino-contra-disco, relacionando-a com a força de atrito média e com os mecanismos de desgaste. Como principais resultados, notou-se que as frequências observadas no espectro de densidade de potência do sinal da força de atrito não dependeram da velocidade de rotação e estão relacionadas com os mecanismos de desgaste atuantes. Notou-se ainda uma modulação das amplitudes das frequências dominantes com o nível de força de atrito média em função da velocidade de rotação. Essas observações evidenciaram que o sinal da força de atrito analisado dinamicamente mostrou ser sensível às variações nos resultados tribológicos quanto ao atrito e mecanismos de desgaste do par ensaiado.

Palavras-chave: Vibração, Atrito, Desgaste, Análise de sinais

1. INTRODUÇÃO

O deslizamento relativo de dois corpos em contato é geralmente acompanhado de um som audível, e tais sons são indicativos da presença de flutuações dinâmicas de forças e movimentos na região de contato, que são de natureza aleatória.

É conhecido que os resultados de atrito e desgaste de pares de materiais apresentam elevada dispersão, o que é muitas vezes atribuído à natureza aleatória dos fenômenos envolvidos na interação entre corpos.

Uma causa para a dispersão encontrada nos resultados tribológicos pode ser atribuída ao desconhecimento do conteúdo dinâmico dos parâmetros envolvidos no atrito e desgaste. Entre esses parâmetros dinâmicos, citam-se a rugosidade das amostras, a dinâmica das interações entre asperezas no contato das amostras, e as flutuações dinâmicas devido a vibrações provocadas pela excitação estrutural da máquina. Devido a essas excitações, podem ocorrer flutuações de forças e movimentos tanto na direção normal como tangencial às amostras.

Essas flutuações afetariam as medições de força de atrito, produzindo dispersões nos resultados tribológicos de atrito e desgaste.

A contínua formação e quebra das junções das asperezas resulta em flutuações na força de atrito, mesmo sob carga normal constante e vibrações na direção normal ausentes, tendo o fenômeno de atrito uma natureza estatística (Soom e Kim, 1983).

Segundo Kumar e Swarnamani (1997), as vibrações induzidas pela força de atrito gerada entre superfícies em contato dependem da combinação dos materiais em contato, dos parâmetros experimentais, como carga e velocidade, e especificamente das características do sistema de ensaio tais como frequência natural, inércia das fixações e componentes. Dessa forma, mudanças nas superfícies em contato poderiam ser detectadas pelo monitoramento das vibrações.

2. OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo caracterizar dinamicamente o sinal da força de atrito obtido em ensaios de desgaste por deslizamento rotativo a seco, realizados em máquina tipo pino-contra-disco, em função da velocidade de rotação. Outro objetivo é relacionar as informações contidas nos espectros do sinal dinâmico da força de atrito com os respectivos valores médios de força de atrito e com os mecanismos de desgaste observados.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Os materiais utilizados para os ensaios foram pinos cilíndricos de extremidade cônica (ângulo de 45°) e discos planos, ambos de material cerâmico (Al_2O_3) e com acabamento retificado na face de ensaio. A Figura 1A mostra a geometria das amostras utilizadas.

3.1 Equipamento de ensaio de desgaste e instrumentação para aquisição de sinal

O equipamento de ensaio de desgaste utilizado foi do tipo pino-contra-disco rotativo, com aplicação de carga normal por sistema de peso morto, conforme esquema mostrado na Figura 1B. A Figura 1C mostra o esquema de fixação da célula de carga utilizada para a medição de força de atrito.

Utilizou-se uma célula de carga tipo viga com 4 extensômetros de 350 ohms montados em ponte de *Wheatstone*. Essa célula é posicionada na máquina de modo a resistir à força tangencial atuante no pino, conforme mostrado na Figura 1C.

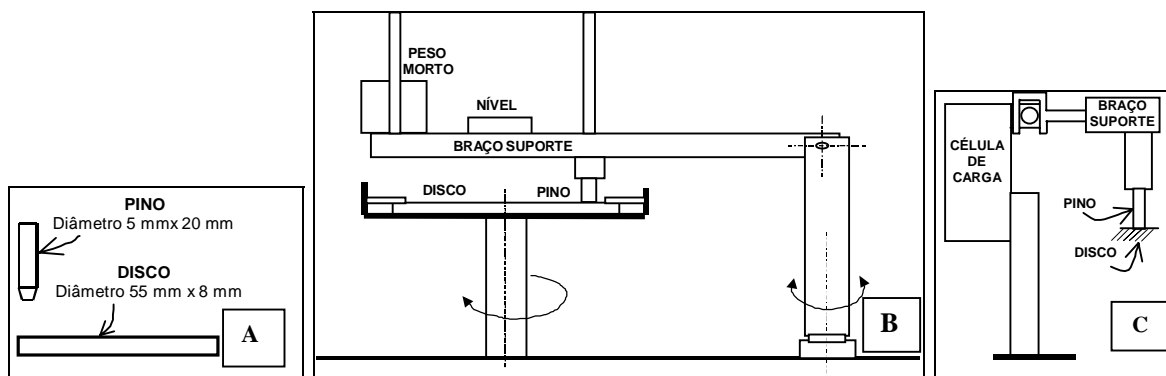


Figura 1: A) Geometria das amostras utilizadas nos ensaios. B) Equipamento tipo pino-contra-disco. C) Detalhe de montagem da célula de carga para aquisição do sinal de atrito.

A Figura 2 mostra um diagrama de blocos da instrumentação utilizada para a aquisição do sinal da força de atrito.

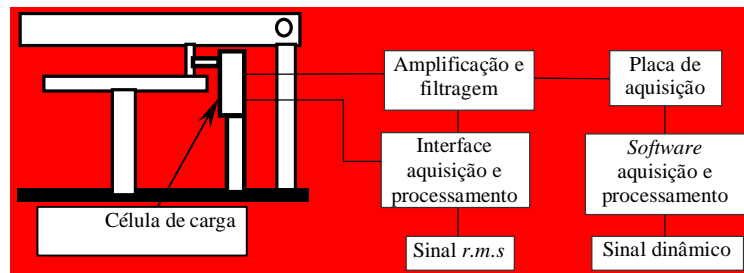


Figura 2: Diagrama de blocos da instrumentação utilizada para a obtenção do sinal da força de atrito (*r.m.s.* do sinal e sinal dinâmico).

Observa-se que foram utilizados dois métodos de aquisição da força de atrito, um para o *r.m.s.* (*root mean square*) do sinal e outro para o sinal dinâmico.

O *r.m.s.* do sinal, identificado como sinal rms, é relativo aos valores médios da força de atrito em unidades de newtons, e foram obtidos utilizando-se a interface e o *software* próprios do fabricante do equipamento de ensaio de desgaste (*Plint & Partners*).

O sinal dinâmico é adquirido em volts, e representa as flutuações dinâmicas da força de atrito, utilizado para análise espectral. Para a obtenção do sinal dinâmico da força de atrito, utilizou-se um circuito de amplificação e filtragem, e placa de aquisição PCI 6110E (*National Instruments*).

3.2 Ensaios de desgaste e aquisição de sinal

As condições de ensaio de deslizamento utilizadas foram temperatura ambiente (24 °C), umidade relativa de 56 %, carga normal de 5,8 N e velocidades de rotação do disco na faixa de 50 a 350 rpm. O raio da trilha do pino sobre o disco foi de 15 mm. Foram estudadas amostras em três condições de superfícies:

- Série A - não desgastadas, com pino lixado e disco retificado, realizando-se um assentamento inicial do pino sobre o disco com lixas de granulometrias até 320 *mesh*. A superfície do pino está mostrada na Figura 3.

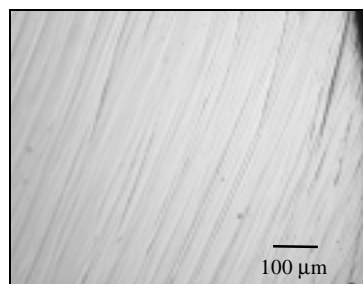


Figura 3: Foto obtida por microscopia óptica da superfície inicial do pino nos ensaios da Série A.

- Série B - previamente desgastadas através de ensaios por um ciclo de deslizamento com velocidades de rotação na faixa de 50 a 350 rpm. Para essa série, a área de contato da amostra de pino foi ligeiramente rotacionada em relação à área estabelecida na Série A.

- Série C - desgastadas através de ensaios por um longo ciclo de deslizamento, superior à Série B, com velocidades de rotação na faixa de 50 a 350 rpm.

Os ensaios foram realizados em uma seqüência crescente de velocidades; e para cada velocidade de rotação adquiriu-se o sinal rms e o sinal dinâmico em regime de atrito estacionário.

Quanto à obtenção do sinal rms, o sistema de aquisição do fabricante do equipamento de ensaio de desgaste adquire dados a cada 0,1 segundo, equivalente a um sinal com taxa de aquisição de 10 Hz. Portanto, a banda de frequência útil é de 0 a 5 Hz no máximo (teorema de Nyquist; Bendat, 1958).

Quanto à obtenção do sinal dinâmico, realizou-se aquisição do sinal com distância de amostragem constante de $3,14 \times 10^{-5}$ m e 30000 pontos (equivalente a dez rotações do pino sobre o disco). Isso foi realizado com o objetivo de se verificar e caracterizar influências das interações entre os microcontatos durante o deslizamento no sinal da força de atrito. Foram obtidos também sinais relativos ao equipamento parado e sinais de ensaios sem contato na faixa de velocidades de rotação especificada. Cada sinal teve sua densidade espectral de potência (DEP) calculada através do método de Welch (Bendat, 1958) utilizando-se uma janela de observação de 6000 pontos.

4. RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Força de atrito média e mecanismos de desgaste

A Figura 4 mostra a força de atrito média (média aritmética dos valores contidos no sinal rms) em função da velocidade de rotação para três séries de ensaios.

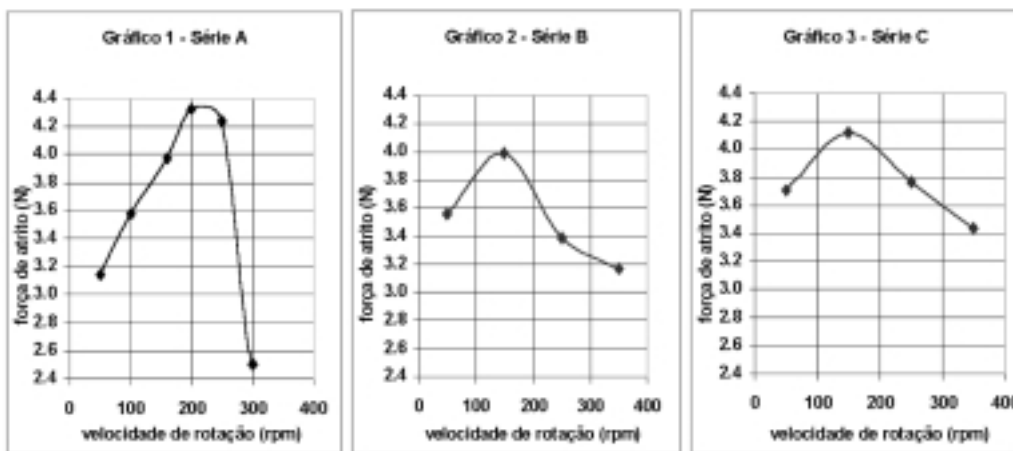


Figura 4: Gráficos da força de atrito média em função da velocidade de rotação do disco para as três séries de ensaios de desgaste.

Em todos os gráficos pode-se notar um ponto de inflexão na curva, o que seria um indicativo de ocorrência de uma mudança de mecanismo de desgaste em função da velocidade de rotação na faixa estudada.

Na Série A de ensaios de desgaste, foi possível notar que a superfície ensaiada do pino apresentou várias morfologias em função da velocidade de rotação do disco, conforme visto na Figura 5, o que evidencia a ocorrência de mudança de mecanismo de desgaste na faixa de velocidades ensaiada.

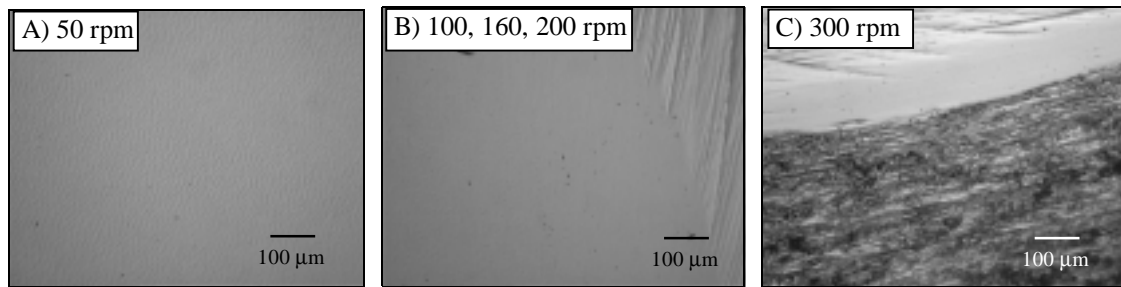


Figura 5: Fotos obtidas por microscopia óptica da superfície de ensaio do pi no cerâmico referentes ao gráfico 1 da Figura 4.

A Figura 5A mostra que, no ensaio a 50 rpm, houve um mecanismo de desgaste com produção de ondulações na superfície do pino. Já a Figura 5B mostra que os ensaios na faixa de 100 a 200 rpm resultaram em pinos com superfícies polidas. A Figura 5C mostra que a superfície do pino ensaiado na rotação de 300 rpm se apresentou escurecida, o que seria um indicativo de que houve produção de filme por reações triboquímicas durante o ensaio. A formação de filme pode ter sido a causa da diminuição do atrito, conforme mostrado na Figura 4, Série A, onde o valor médio da força de atrito diminuiu de 4,30 para 2,50 N. Essa diminuição do atrito pode estar relacionada à ocorrência de lubrificação das superfícies devido à formação do filme triboquímico. Essa série de ensaios mostrou que houve uma evolução dos mecanismos de desgaste em função da velocidade de rotação.

A Série B de ensaios de desgaste foi realizada em seqüência à Série A, rotacionando-se ligeiramente o pino, com o que obteve-se uma variação da área de contato com o disco. A Figura 6 apresenta a superfície final do pino, após o ensaio a 350 rpm, e nota-se características semelhantes à superfície final do pino ensaiado na Série A.

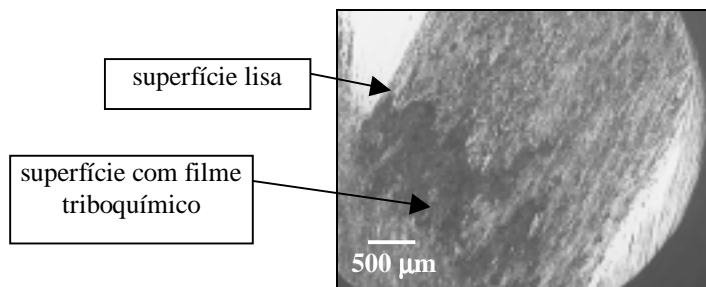


Figura 6: Superfície final do pino cerâmico após ensaios da Série B. Microscopia óptica.

Nota-se pela Figura 4 que a curva de força de atrito dos ensaios da Série C apresentou-se semelhante à curva da Série B. Entretanto, a superfície final do pino ensaiado na Série C apresentou várias microfraturas na região de contato, evidenciando a ocorrência de um mecanismo de desgaste distinto das Séries A e B. Este mecanismo de microfratura estaria relacionado à ocorrência de uma transição de mecanismo de desgaste, de moderado (incluindo formação de ondulações e filme triboquímico) para severo, correspondente à ocorrência de microfraturas. Mecanismos de desgaste semelhantes, para o contato cerâmico entre Al_2O_3 e $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-TiO}_2$, foram observados por Kumar e Swarnamani (1997). De acordo com Hutchings (1992), esta transição de mecanismo pode ocorrer em função da velocidade de deslizamento, carga normal ou umidade relativa.

4.2 Análise de sinais dinâmicos

Foram realizadas aquisições do sinal de força de atrito com o equipamento parado e o disco girando (nas velocidades de rotação utilizadas nos ensaios) estando o pino e disco sem contato. Nesse caso, os espectros mostraram apenas componentes espectrais devidas à alimentação elétrica, com amplitudes muito pequenas e irrelevantes para os ensaios de desgaste.

A Figura 7 mostra os gráficos da função densidade espectral de potência do sinal dinâmico da força de atrito para cada rotação, obtido para a Série A de ensaios de desgaste.

Note-se na Figura 7 que, para 50 rpm, a frequência dominante no espectro foi de **210 Hz**; isto provavelmente está relacionado à ocorrência do mecanismo de desgaste com formação de ondulações, conforme observado no exame por microscopia óptica da superfície do pino (vide Figura 5A).

Já nos espectros correspondentes às rotações de 100 a 250 rpm, é visualizada uma componente de frequência em **56 Hz**, constante para essa faixa de rotações. Nessas condições, o mecanismo de desgaste manteve-se constante, com produção de superfícies lisas, conforme visto na Figura 5B. Nesse caso, observa-se que as amplitudes correspondentes à frequência de 56 Hz são moduladas pelas condições do contato em função da velocidade, visto que há um ponto de inflexão quanto à amplitude nos espectros em função da velocidade, da mesma forma que ocorre no gráfico 1 da Figura 4 da força de atrito média nessa faixa de velocidades.

O espectro correspondente ao ensaio a 300 rpm mostra a presença de uma frequência ao redor de **295 Hz**. Isso pode ser uma frequência estrutural do equipamento, e a sua excitação pode estar relacionada à formação de filme triboquímico na superfície do pino, conforme visto na Figura 5C.

Aquisições do sinal de força de atrito durante os ensaios da Série B também mostraram frequências características em **25 e 56 Hz** e componentes de menor amplitude na faixa de **200 a 250 Hz**, presentes em todas as velocidades ensaiadas, com amplitudes moduladas pelas condições do contato. Na Figura 6, nota-se que o contato ocorreu em uma região com mais de um mecanismo de desgaste, ou seja, com produção de região lisa e região com filme triboquímico. Nestas condições, o filme triboquímico formado a 300 rpm nos ensaios da Série A ainda continua presente, porém pode ter deixado de ser dominante no contato ou suas características podem ter sido modificadas. Isso explicaria a ausência do pico de 295 Hz nos espectros, que foi aparentemente substituído pela faixa de 200 a 250 Hz. Os resultados de análise espectral obtidos dos ensaios da Série B mostraram que ocorreu excitação das frequências do equipamento influenciada pelos mecanismos de desgaste no contato.

Os gráficos de densidade espectral de potência do sinal de força de atrito correspondentes à Série C de ensaios de desgaste mostraram um pico significativo de frequência em **148 Hz**, constante para todas as velocidades. Isto foi relacionado ao mecanismo de desgaste atuante no contato (com microfratura na superfície do pino). Também para essa série de ensaios, foi observado nos espectros que as amplitudes da frequência dominante foram moduladas pelas condições do contato em função da velocidade, visto que houve um ponto de inflexão na amplitude dessa frequência dominante em função da velocidade de rotação, semelhante ao visto no gráfico 3 da Figura 4. Essa observação confirma a existência de uma correlação das amplitudes da frequência dominante com os valores médios da força de atrito em função da velocidade de rotação para o mecanismo de desgaste com produção de microfraturas.

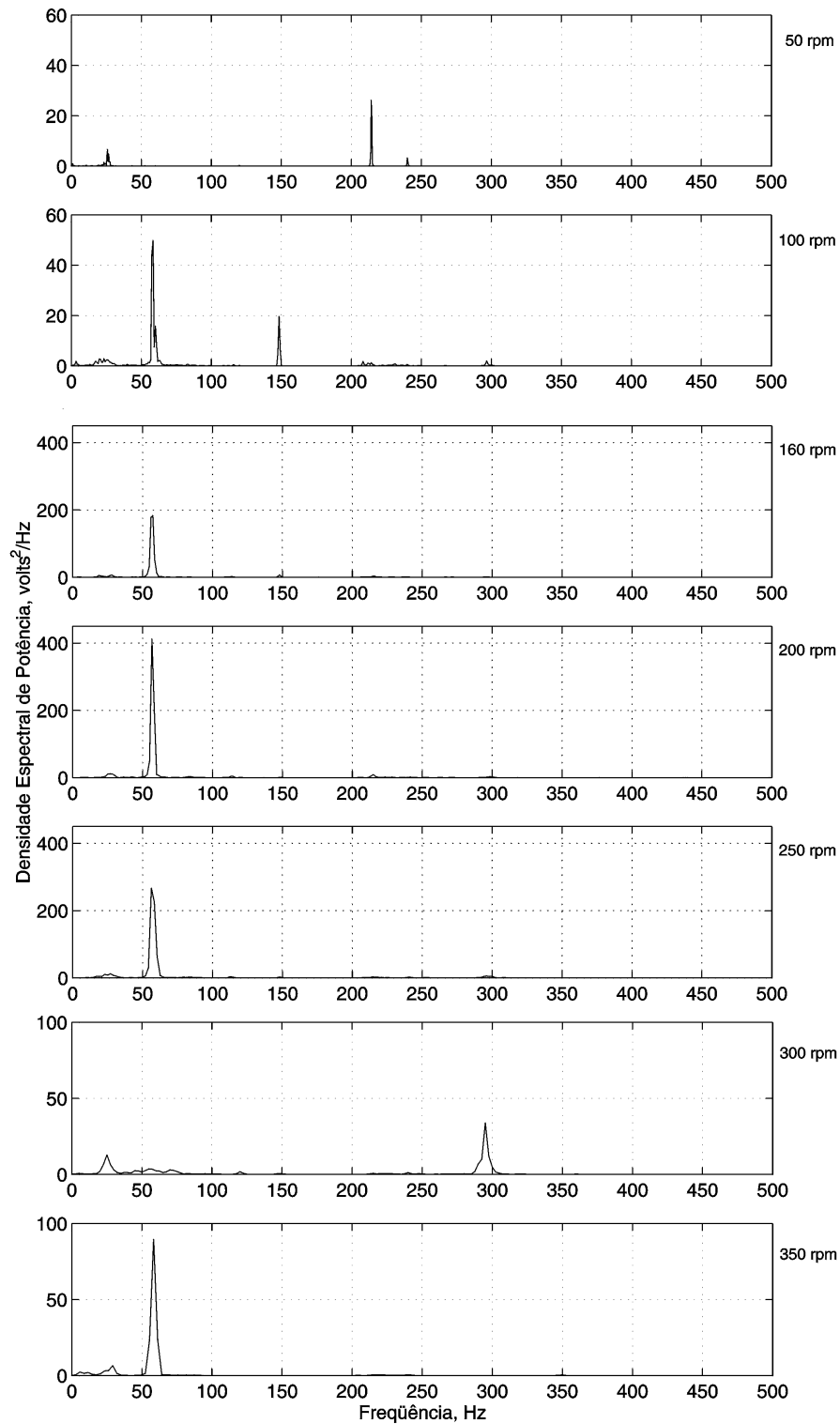


Figura 7: Densidade espectral de potência do sinal dinâmico da força de atrito correspondente à aquisição durante os ensaios da Série A. Observação: os gráficos foram plotados com escalas diferentes na ordena com a finalidade de obter uma melhor visualização das componentes de frequência.

5. CONCLUSÕES

Os resultados dos ensaios realizados com o par cerâmico nas condições especificadas mostraram que:

- O espectro do sinal de atrito não mostrou frequências acima de 500 Hz, indicando que o sensor não foi eficiente para responder nessa faixa de frequências.
- Na faixa de frequências observada (abaixo de 500 Hz) não houve evidência de influências de frequências relativas à interação entre asperezas, visualizando-se somente frequências independentes da rotação.
- As variações no espectro de frequências abaixo de 1000 Hz podem ser relacionadas a variação na dinâmica do equipamento, devido à mudança do tipo de interação entre as asperezas do contato causada por uma modificação do mecanismo de desgaste predominante.
- Nas séries de ensaios realizadas, podem ser excitadas uma ou mais frequências relativas ao equipamento de ensaio de desgaste, dependendo das características iniciais das superfícies em contato.
- Nas séries de ensaios realizadas, foi possível observar a maioria dos mecanismos de desgaste vistos em pares cerâmicos; porém, não se observou correlação das magnitudes de força de atrito média com mecanismos de desgaste presentes.
- Para uma mesma série de ensaios, foram vistos frequências independentes da velocidade de rotação, e portanto relativas ao equipamento; porém suas amplitudes foram dependentes tanto da velocidade de rotação como das condições do contato.
- As amplitudes das frequências podem ser correlacionadas com a força de atrito média nos ensaios de desgaste com ocorrência de um único mecanismo de desgaste.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP), processos nos. 97/12753-9 e 98/15987-3, pelo suporte financeiro, e à Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP) com o Programa de Apoio a Núcleos de Excelência (PRONEX 97), processo no. 203/97, pelo fornecimento das amostras cerâmicas.

7. REFERÊNCIAS

- Hutchings, I.M., 1992, "Tribology: Friction and wear of engineering materials", Cap. 5.10: Wear of ceramics, Edward Arnold, London, pp. 116-122.
- Kumar, V.K.; Swarnamani, S., 1997, "Vibration monitoring in sliding wear of plasma sprayed ceramics", Wear, Vol. 210, Elsevier Science, pp. 255-262.
- Soom, A. Kim, C., 1983, "Interactions between dynamic normal and frictional forces during unlubricated sliding", Journal of Lubrication Technology, Transactions of the ASME, Vol.105, New York, pp.221-229
- Bendat, J. S, 1958, "Principles and applications of random noise theory", Wiley, New York, 431p.

SISTEMA DE PROTEÇÃO TÉRMICA DA PLATAFORMA ORBITAL SARA

Luís Eduardo Vergueiro Loures da Costa

Paulo Moraes Júnior

Centro Técnico Aeroespacial, Instituto de Aeronáutica e Espaço, Divisão de Sistemas Espaciais, 59072-970, São José dos Campos, SP, Brasil. E-mail: loures@iae.cta.br

Resumo

A viagem de retorno à Terra de um veículo espacial constitui uma operação complexa em que muitos fatores devem ser avaliados. Um destes fatores é o agressivo ambiente encontrado a cerca de 100 km de altitude e provocado pelo aquecimento cinético do veículo. Para superar esta fase, o veículo deve ser dotado de um Sistema de Proteção Térmica (SPT) adequado, o qual permita a sua chegada incólume à superfície do planeta. Para o veículo SARA, estão sendo previstas três soluções para o SPT, cada uma delas referente às tecnologias disponíveis no momento ou a desenvolver, à confiabilidade do projeto e aos recursos e tempos necessários para executá-lo. Tal enfoque evita que o SPT se torne o caminho crítico do projeto, permitindo que se teste os demais subsistemas do veículo através de uma arquitetura mais simples e barata até se chegar à concepção final.

Palavras-chave: SARA, Sistema de Proteção Térmica, Reentrada Atmosférica.

1. INTRODUÇÃO

O estudo do mecanismo de reentrada de veículos espaciais é um fenômeno altamente complexo que envolve desenvolvimentos nas áreas de aerodinâmica de alta velocidade, transferência de calor, ciência dos materiais, química, bem como de métodos e processos para simular, pelo menos em parte, estas condições de reentrada.

O IAE, através de sua Divisão de Sistemas Espaciais, vem desenvolvendo um veículo denominado Satélite de Reentrada Atmosférica (SARA), cuja missão engloba uma fase orbital e um posterior retorno à Terra com a subsequente recuperação em solo [1].

Para o projeto de tal veículo, deve-se inicialmente entender as condições de contorno que envolvem uma reentrada: o escoamento de alta velocidade, a atmosfera rarefeita, as altas temperaturas e a inter-relação destes fenômenos com a superfície dos materiais candidatos ao Sistema de Proteção Térmica (SPT). Em seguida, deve-se escolher o método de proteção a ser utilizado e levantar as características relevantes para que o sistema atenda a uma série de requisitos técnicos como, por exemplo, baixa massa, solicitação às cargas em vôo, resistência ao desgaste frente ao agressivo ambiente de reentrada, etc. O passo seguinte é a definição e teste dos materiais escolhidos, seguido do projeto e ensaios de sistema. Todas estas etapas envolvem profissionais e meios, além de uma logística considerável.

Por fim, tais sistemas devem trabalhar dentro de requisitos de confiabilidade de forma a diminuir o grau de incerteza do projeto, ao garantir uma certa repetibilidade de resultados.

O objetivo deste trabalho é discutir as soluções apresentadas para o Sistema de Proteção Térmica do Veículo SARA, assumindo três concepções principais: ablativa, parcialmente reutilizável e reutilizável. Estas três concepções representam uma abordagem realista do projeto em função das tecnologias disponíveis no momento para o assunto em questão, e dos tempos e recursos necessários para desenvolver as novas tecnologias previstas.

2. O MEIO AMBIENTE DE REENTRADA

Quando um veículo em órbita sofre uma indução de reentrada, ele está no início de um processo que irá reduzir a sua velocidade de aproximadamente 28400 km/h, ou 7,9 km/s, a zero. Neste processo de redução de velocidade, o veículo perturba o meio ambiente que o cerca e é por ele influenciado. No final do processo, cerca de 31,4 MJ/kg tiveram que ser dissipados. Parte desta energia por massa é transferida para o veículo e parte segue com o ar que escoou ao seu redor. O conhecimento dos fatores que influenciam ou tomam parte desta troca é de importância vital para o projeto dos Sistemas de Proteção Térmica.

Ao ser iniciada a indução de reentrada, um veículo hipotético estaria a 300 km de altitude. A primeira fase do voo de volta se inicia neste ponto e termina a 120 km, constituindo-se em uma trajetória Kleperiana. A fase de aproximação, de 30 km de altitude até o solo, quando ocorre o acionamento dos pára-quedas (a aproximadamente 6 km). Este trabalho se ocupará somente com a fase que vai de 120 km de altitude até 30 km, quando o veículo entra com alta velocidade em uma atmosfera mais densa, reduzindo esta velocidade de 7,6 km/s a 2,0 km/s. É nesta fase que a maior parte da energia cinética do veículo deverá ser dissipada pela frenagem na atmosfera.

Embora não seja o objetivo deste trabalho a discussão da dinâmica de reentrada, que envolve considerações, muitas vezes interrelacionadas, sobre ângulos de reentrada, coeficientes balísticos e razões L/D, é importante se ter uma idéia do perfil de velocidades na reentrada, pois dele dependem muitas das reações que ocorrem na superfície do veículo, assim, observa-se este perfil para o SARA [2] na Fig. 1.

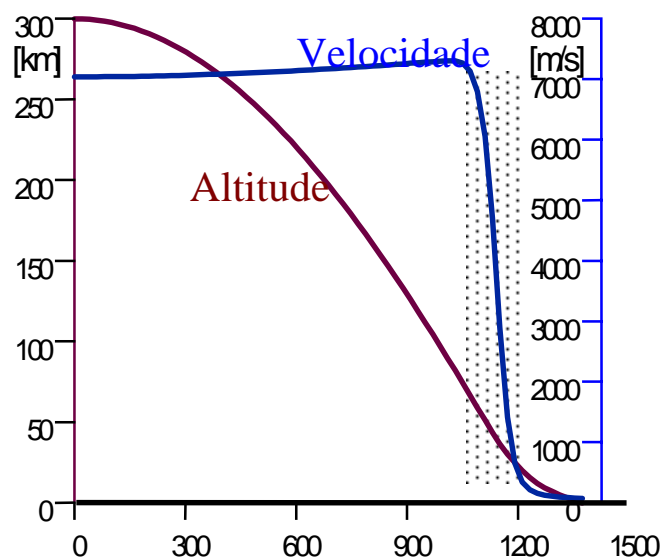


Figura 1. Variação de velocidades do veículo SARA na reentrada [2].

Na realidade, a trajetória descrita na Fig. 1 envolve um valor nominal. Os cursos possíveis de trajetória se encontram em uma pequena faixa, denominada corredor de reentrada, cujo limite superior é estabelecido pela carga térmica máxima e o limite inferior é dado por requisitos estruturais (grande desaceleração) e por um fluxo de calor máximo .

O problema é que os pré-requisitos de fluxo de calor e carga térmica mínimos no veículo são antagônicos: a trajetória descrita no corredor de reentrada como sendo o limite inferior permite uma reentrada rápida, ocasionando um fluxo térmico alto e uma forte desaceleração em altitudes baixas, muito embora a carga térmica absorvida seja menor. A trajetória do limite superior proporciona uma reentrada mais lenta, com um fluxo térmico menor, mas com uma maior carga térmica, pois o aquecimento se desenvolve por um período de tempo mais longo. No primeiro caso, o fluxo térmico alto irá exigir o uso de materiais no veículo capazes de suportar temperaturas mais altas e que sejam bons isolantes térmicos, enquanto o segundo caso exigirá materiais com uma inércia térmica maior. Um exemplo desta diferença para uma reentrada da cápsula Apollo, forneceria um fluxo térmico de $12,5 \text{ MW/m}^2$ e carga térmica de 4050 MJ , para o primeiro, e $4,2 \text{ MW/m}^2$ de fluxo e 8185 MJ de carga para o segundo caso.

O veículo SARA possui um fluxo de calor máximo de aproximadamente 2 MW/m^2 no ponto de estagnação e uma temperatura de mais de 2000 K , como pode ser visto na Fig. 2. Um fluxo desta ordem de grandeza e temperaturas tão altas exigem a utilização de sistemas e materiais especiais para garantir uma temperatura de $90 \text{ }^\circ\text{C}$ na parede interior do veículo.

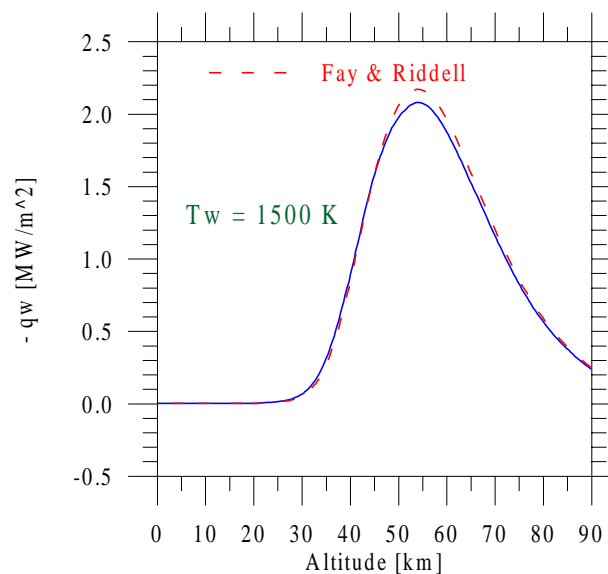


Figura 2. Fluxo Térmico sobre o ponto de estagnação do veículo SARA [3]

Um escoamento de alta velocidade ao redor de um veículo espacial terá regiões de alta temperatura nas quais processos físico-químicos podem ocorrer e que podem ser fortes o bastante para influenciar este escoamento. Estes processos dependem da velocidade de vôo do veículo, já que um escoamento de alta velocidade transforma-se em um escoamento de alta entalpia ao cruzar a onda de choque destacada de um veículo na reentrada.

Um processo térmico ocorre no ar a altas temperaturas quando a energia começa a ser estocada nos diferentes graus de liberdade internos do gás e nos processos reativos que mudam a sua composição química. Quando a velocidade do escoamento aumenta, a energia é armazenada inicialmente sob a forma de excitação vibracional. Isto ocorre a partir de $v=1\text{km/s}$. Quanto a velocidade chega a $2,5 \text{ km/s}$, o modo vibracional está completamente excitado e o oxigênio começa a se dissociar. Este fenômeno se completa a aproximadamente 5 km/s , quando, então, inicia-se a dissociação do nitrogênio. Finalmente, a 10 km/s , também

esta dissociação atinge seu limite e a ionização tem início. Estes processos dependem de colisões moleculares e interações radiativas, relacionando-se com as condições de cinética química, chegando-se a um equilíbrio ou não-equilíbrio conforme o caso.

Em resumo, uma grande quantidade de energia cinética do escoamento é convertida em energia interna do gás. Esta energia pode transformar-se em energia translacional das moléculas, apresentando-se sob as formas de translação, rotação, vibração e de excitação de elétrons. Uma outra possibilidade é a ocorrência de reações químicas como a dissociação de componentes do ar, ionização ou emissão de radiação.

Os processos vibracionais e químicos são criados na onda de choque deslocada e relaxam com uma velocidade característica após esta onda. Uma relaxação vibracional só pode ser conseguida por um número grande de colisões moleculares, daí existir a região de não-equilíbrio térmico após a onda de choque. O fluxo nas proximidades do veículo pode ser considerado como estando em equilíbrio térmico e isso ocorre porque o não-equilíbrio vibracional, que pode ocorrer devido a recombinações catalíticas de átomos, relaxa rapidamente próximo à região da parede.

Situação semelhante ocorre no caso das reações químicas, pois o equilíbrio químico só é atingido quando não se está criando nem destruindo espécies químicas. O retorno ao equilíbrio após a onda de choque depende do coeficiente de velocidade da reação e da densidade do ar. De um modo geral, pode-se dizer que o fluxo é quimicamente “congelado” no início da reentrada e em equilíbrio próximo à camada limite (Fig.3).

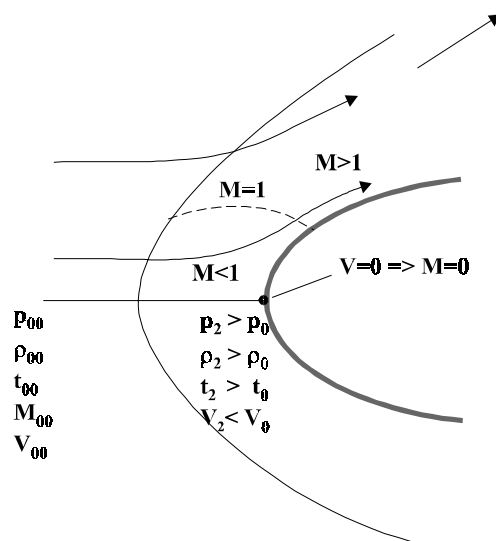


Figura 3. Escoamento próximo ao veículo na reentrada

No caso específico do não-equilíbrio termoquímico após a onda de choque, tomando-se um modelo de cinco espécies (N_2 , O_2 , NO , N e O) se observa que o N_2 e O_2 estão dissociados no equilíbrio e N é a espécie dominante. Considerando-se ainda o conhecido efeito de “blackout” das telecomunicações entre o veículo e a estação de terra, pode ser interessante acrescentar a ionização ao um modelo para justificar este efeito, adicionando-se as espécies NO^+ e o elétron e^- . Deve-se ressaltar ainda, que no início do processo de não-equilíbrio, após a onda de choque, o acoplamento entre os efeitos vibracionais e químicos é significativo.

3. O SISTEMA DE PROTEÇÃO TÉRMICA DO VEÍCULO SARA

Ao tentar idealizar um sistema de proteção térmica (SPT) para a reentrada atmosférica de um veículo espacial, o especialista é confrontado, atualmente, com quatro tipos de tecnologias

mais utilizadas – a proteção térmica ablativa, a reradiativa, o sistema ativo e o método de poço de calor. Somente os dois primeiros tipos de SPT serão considerados aqui. O sistema ativo, que se utiliza da circulação de um fluido à frente ou por dentro da estrutura considerada para resfriá-la e o método de poço de calor, que tenta enfrentar a reentrada com materiais de enorme inércia térmica, não serão abordados neste trabalho.

O primeiro sistema – a proteção ablativa – é o mais estudado e de eficácia comprovada por uma grande quantidade de vôos russos e americanos realizados desde a década de 60. Foi com este tipo de proteção térmica que as naves Apollo trouxeram seus astronautas em segurança para a Terra. Neste caso, a espessura do SPT variou entre 23 e 76 mm, com uma densidade superficial de aproximadamente 100 kg/m^2 .

Na proteção ablativa, o fluxo térmico é consumido por sublimação, evaporação e dissociação das moléculas do material do escudo térmico. A oxidação na superfície do material tende a criar uma camada de gás próxima à esta superfície (Fig. 4) com uma temperatura mais baixa que a temperatura do gás externo proveniente do fluxo de alta entalpia e que não depende deste fluxo, sendo um valor fixo para cada material. Esta camada criada de gás absorve energia e tem, então, um papel de proteção. Além disso, a camada carbonizada logo abaixo proporciona uma redução adicional do fluxo de calor através da emissão por radiação da energia absorvida.

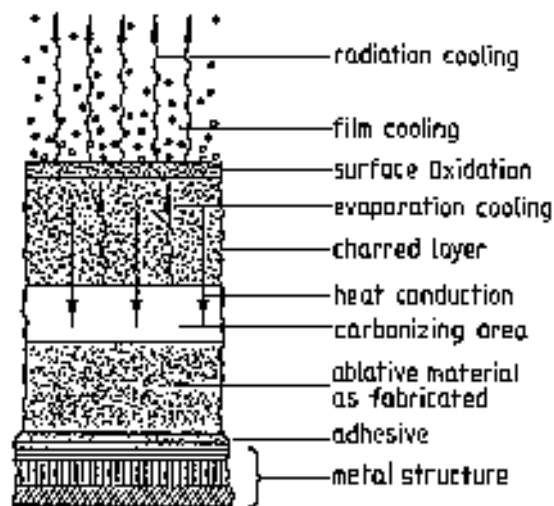


Figura 4. Ablação na superfície do veículo [4].

Os materiais dos SPT ablativos são, normalmente, um “honeycomb” de carbono preenchido com resina fenólica com alguma carga de asbesto, fibra de vidro ou de carbono. A desvantagem da proteção ablativa reside no fato de se ter uma superfície externa cuja geometria vai se alterando com o escoamento e pela necessidade de se fabricar uma nova proteção térmica para vôos subsequentes do veículo.

O IAE optou por este tipo de proteção térmica para a primeira versão do veículo SARA por ser um tipo de tecnologia já dominada pelo instituto há cerca de dez anos. Materiais ablativos vêm sendo utilizados nas tubeiras dos foguetes de sondagem e do Veículo Lançador de Satélites com grande sucesso. Seu método de fabricação parte de fitas de tecido de carbono pré-impregnadas com resina fenólica e processadas através do processo de “tape wrapping” para se obter uma estrutura cônica que é, em seguida, polimerizada em uma hidroclave à pressão de 80 bar e temperatura de $165 \text{ }^\circ\text{C}$. O material assim obtido constitui uma estrutura bastante densificada com excepcional resistência à ablação e, ao mesmo tempo, boa resistência estrutural.

Ao mesmo tempo, encontra-se em fase de desenvolvimento no Instituto um material ablativo à base de espuma de carbono que permitiria enfrentar o mesmo ambiente de reentrada com uma massa menor. Tal material, no entanto, deve ainda passar por testes ablativos e câmaras de alta entalpia para ser qualificado.

O sistema de proteção térmica reradiativo, por outro lado, tem como base a devolução ao ambiente sob a forma de radiação de parte da energia absorvida do fluxo externo. A quantidade de energia devolvida ao ambiente é dada pela Lei de Stefan-Boltzmann:

Os materiais que são utilizados em um sistema de proteção reradiativo possuem ainda a característica de se desgastarem pouco em face às condições extremas do fluxo de plasma incidente sobre si na reentrada. Com isso, permitem a utilização do conceito de multimissões, ou seja, o veículo, ao sofrer um desgaste mínimo, é capaz de ser colocado em órbita novamente após uma pequena manutenção. Tais materiais podem ser o carbono/carbeto de silício (C/SiC), o carbono/carbono (C/C) ou o carbeto de silício/carbeto de silício (SiC/SiC). Eles possuem ainda como característica uma grande emissividade ($> 0,8$), o que proporciona um desempenho bastante alto na devolução da energia absorvida ao ambiente, poupando o material de permanecer sob altas temperaturas durante muito tempo e aumentando, com isso, a sua vida útil. Como os componentes construídos com os materiais citados não irradiam somente para o exterior do veículo, mas também para o interior, faz-se necessária a utilização de um isolamento térmico entre as camadas internas e a subestrutura, tornando o SPT mais pesado. A desvantagem deste tipo de tecnologia, no entanto, refere-se mais aos altos custos e aos longos tempos de fabricação do que ao eventual aumento de massa.

O IAE pretende utilizar este conceito para desenvolver o seu segundo tipo de proteção térmica para o Veículo SARA. O material escolhido é o carbono/carbono (C/C), ou seja uma material em que as fibras de carbono estão envoltas em uma matriz também de carbono. Tal material vem sendo objeto de pesquisas no IAE desde alguns anos e os resultados são extremamente promissores. No presente momento, o desenvolvimento está concentrado na fabricação de uma garganta de tubeira para os motores-foguete de propulsão sólida do IAE.

O processo de obtenção do material envolve a fabricação de uma pré-forma de tecido de carbono e resina fenólica. Esta pré-forma é aquecida a temperaturas acima de 1000°C para a eliminação das substâncias orgânicas da resina, restando um esqueleto de carbono envolvendo as fibras de carbono. Este esqueleto é então submetido a uma nova impregnação com resina a alta pressão e novamente carbonizado num processo de densificação. O processo é repetido até que se obtenha a densidade desejada.

Um SPT baseado em materiais à base de C/C resiste muito bem à temperatura, porém não à oxidação, fazendo-se mister uma proteção superficial à base de carbeto de silício. Como está camada superficial se desgasta após o vôo, é necessário que o material seja retrabalhado de forma a proporcionar-lhe uma nova proteção, de onde surge o conceito de reutilização parcial.

O terceiro tipo de proteção térmica seria baseada no carbono/carbeto de silício (SiC/C). Este material consiste na conjunção de fibras de carbono, que lhe fornecem a resistência mecânica, com uma matriz cerâmica de carbeto de silício, que proporciona a resistência ao ataque do oxigênio atômico a altas temperaturas.

A Fig.5 fornece uma idéia da arquitetura do SPT com o SiC/C. Basicamente, a estrutura é dividida em três partes: a calota, o cone e a região traseira. A calota seria um componente monobloco estruturado de SiC/C. Sua concepção envolve o conceito de “estrutura quente”, ou seja, ela deve cumprir funções de estrutura primária mesmo a temperaturas acima de 1000°C . O interior do veículo é separado da calota por um isolamento multicamadas em que se

intercalam camadas de isolamento cerâmico de baixa densidade e baixa condutividade térmica com camadas muito finas de ouro ou platina com alta refletividade.

A parte cônica é composta de placas estruturadas de SiC/C acopladas a uma subestrutura por elementos de união por parafusos de SiC/C. A segmentação desta parte do SPT se faz mister devido às dilatações térmicas diferenciais

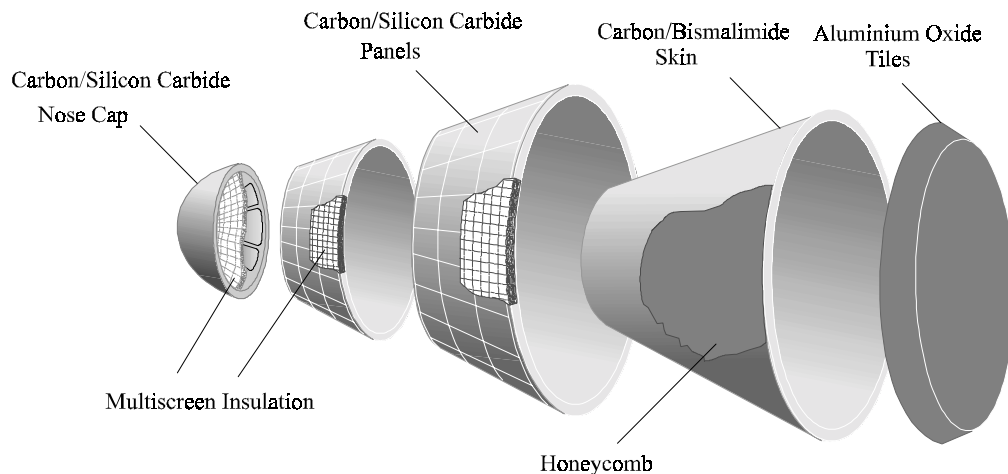


Figura 5. Arquitetura do SPT reutilizável

Esta região do SPT parte do conceito de “estrutura fria”, ou seja, as placas de SiC/C e o isolamento multicamadas são responsáveis somente pela proteção térmica, enquanto a subestrutura desempenha funções estruturais. Esta subestrutura seria formada numa concepção sanduíche, com as faces de fibra de carbono/ resina bismaleimida e a colmeia de fibra de carbono/ resina polimida.

A parte traseira do SPT encontra-se na chamada “sombra do escoamento” e, portanto, é submetida a temperaturas menores. Ela seria feita de material leve de alumina ou carbono, dependendo da temperatura máxima da região.

O maior desafio no desenvolvimento deste SPT consiste no projeto termo-estrutural. As dilatações térmicas diferenciais entre os componentes do SPT e entre este e a subestrutura, causadas por grandes gradientes de temperatura superficiais e ao longo da espessura, são capazes de causar danos estruturais que diminuiriam a vida útil do SPT ou, até mesmo, causariam uma ruptura catastrófica de algum componente, causando a perda da missão.

O cálculo térmico teria, então, como principal objetivo fornecer a distribuição de temperaturas no veículo de forma a se calcular com precisão esta dilatação térmica diferencial. No que concerne à transferência de calor, a situação é menos crítica, pois não se pretende trabalhar com estruturas otimizadas, mesmo que isto signifique um aumento de massa. Espera-se com isso aumentar a confiabilidade do sistema e capacitá-lo a enfrentar cargas não nominais, decorrentes, por exemplo, de ângulos de ataque maiores que os estipulados em projeto.

Como pode ser observado, o ambiente de reentrada de um veículo espacial em viagem de retorno à Terra é complexo e exige um cuidadoso desenvolvimento de um SPT para proteger a carga útil. As três concepções apresentadas representam uma adaptação das necessidades de projeto às tecnologias e orçamentos disponíveis no momento. A expectativa é que a colocação da plataforma SARA em situação operacional permita que sejam criadas as condições

técnicas e financeiras para um subsequente desenvolvimento do sistema em direção à reutilização.

4. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] P.Moraes Jr., SARA. A Recoverable Orbital Plataforma, German-Brazilian Workshop on Aerospace Technology '97, São José dos Campos, 27-30 Out'97

[2] Documento da Figura de Variação de Velocidades

[3] Documento da Figura de Fluxo Térmico

[4] Kochendörfer, R.: Design of Thermal Protection Systems and Materials, Space Course Aachen 1991, Aachen, Alemanha, Fevereiro de 1991

INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS DO PROBLEMA SOBRE O ESCOAMENTO EM TROCADORES DE CALOR TUBO CAPILAR-LINHA DE SUÇÃO

André Luiz Seixlack

Marcos Rogério Barbazelli

Universidade Estadual Paulista, Câmpus de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica, 15385-000, Ilha Solteira, SP, Brasil. E-mail: andre@dem.feis.unesp.br

Resumo

Neste trabalho, é apresentada uma análise de sensibilidade de um modelo numérico para a simulação do escoamento ao longo de trocadores de calor tubo-capilar linha de sucção, em relação a alguns parâmetros do problema. O modelo de dois fluidos é usado para a análise da região bifásica, considerando o não-equilíbrio hidrodinâmico entre as fases, com o objetivo de representar melhor o escoamento. A configuração do escoamento ao longo de um mesmo trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, pode ser alterada com a modificação de um ou mais dos seguintes parâmetros do problema: a consideração ou não da convecção natural, o grau de sub-resfriamento do refrigerante na entrada do tubo capilar, a temperatura do refrigerante na entrada na linha de sucção e a posição do trocador de calor ao longo do tubo capilar. A influência de cada um desses parâmetros sobre o escoamento, é analisada neste trabalho.

Palavras-chaves: Tubo capilar, Trocador de calor, Refrigeração.

1. INTRODUÇÃO

Tubos capilares são largamente usados como dispositivos de expansão em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar de pequeno porte. Embora o tubo capilar seja fisicamente simples, o escoamento de fluido refrigerante em seu interior é bastante complexo, o que contribui para a busca de novas modelagens para tal escoamento, visando sempre adequar, cada vez mais com maior precisão, a análise teórica à situação real existente.

O escoamento no interior de tubos capilares, devido à mudança de fase, é dividido em duas regiões: uma monofásica (líquido sub-resfriado) e outra bifásica (líquido-vapor). Além disso, o escoamento é turbulento e compressível, sendo que a condição crítica, ou de bloqueio, pode ser atingida em sua saída. O escoamento ao longo dos tubos capilares pode ainda ser considerado adiabático ou não-adiabático.

Os tubos capilares aqui analisados formam, em parte de suas extensões, um trocador de calor em contracorrente com a linha de sucção do compressor, conhecido como *trocador de calor tubo capilar-linha de sucção*. Esse trocador de calor pode ser concêntrico ou lateral, como mostrado na Fig. 1. A Fig. 1(a) mostra o trocador de calor, no qual o tubo capilar é inserido concentricamente na linha de sucção, formando um trocador de calor em contracorrente tipo duplo-tubo. A Fig. 1(b) apresenta o trocador de calor tipo lateral, no qual o tubo capilar é soldado externamente à linha de sucção, também formando um trocador de calor em contracorrente.

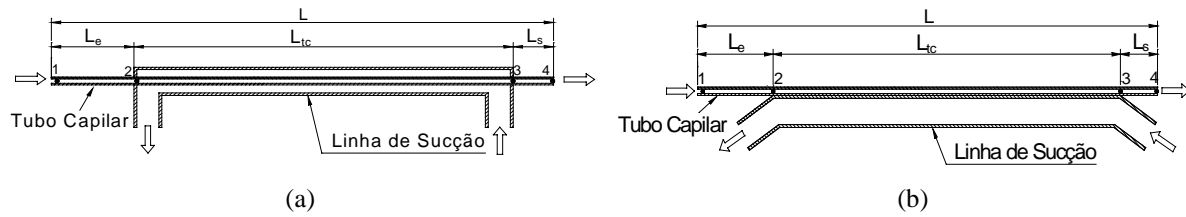


Figura 1. Esquemas de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção:
(a) concêntrico e (b) lateral.

Em razão de sua grande influência no desempenho do sistema, o tubo capilar tem sido fonte para várias pesquisas, que proporcionam grandes melhorias no entendimento do escoamento em seu interior (Dirik *et al.*, 1994; Peixoto, 1994; Melo *et al.*, 1998; Zangari e Melo, 1998; Zangari *et al.*, 1999). As investigações realizadas, contando com técnicas experimentais e simulações numéricas cada vez mais avançadas, refletem diretamente no aperfeiçoamento do projeto e dimensionamento de tubos capilares. Barbazelli (2000) estudou o escoamento ao longo de trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção, usando o modelo de dois fluidos para a análise da região bifásica. Tal modelo permite considerar o não-equilíbrio hidrodinâmico e o não-equilíbrio térmico entre as fases e também os fenômenos interfaciais.

Neste trabalho, apresenta-se uma análise de sensibilidade do modelo desenvolvido por Barbazelli (2000), em relação a alguns importantes parâmetros do problema.

2. FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

No modelo aqui apresentado, considera-se: (i) o tubo capilar reto, horizontal e com diâmetro constante; (ii) o escoamento incompressível na região de líquido, unidimensional e em regime permanente; (iii) o vapor, quando presente, está saturado em relação à pressão local; (iv) ambas as fases estão na mesma pressão e na mesma temperatura em qualquer seção transversal ao longo do tubo, ou seja, os efeitos de tensão superficial são desconsiderados; (v) o refrigerante está isento de óleo.

2.1 Equações governantes para a região de escoamento de líquido

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{f_L G^2 v_L}{2 d_{int}} \quad (1)$$

na qual z é a distância ao longo do tubo, p é a pressão, G é o fluxo de massa, v_L é o volume específico do líquido, d_{int} é o diâmetro interno do tubo capilar e f_L é o fator de atrito de Darcy, calculado pela correlação de Churchill (1977).

Regiões anterior e posterior ao trocador,

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{1}{\dot{m} c_p} (UA'_{ca}) (T - T_a) \quad UA'_{ca} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_c \pi d_{int}} + \frac{1}{\bar{h}_a \pi d_{ext}}} \quad (2)$$

nas quais T_a é a temperatura do meio ambiente e \bar{h}_a é o coeficiente de transferência de calor entre o capilar e o meio ambiente.

Região do trocador de calor do tipo concêntrico,

$$\frac{dT}{dz} = -\frac{1}{\dot{m} c_p} (UA'_{cs}) (T - T_s) \quad UA'_{cs} = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_c \pi d_{int}} + \frac{1}{\bar{h}_s \pi d_{ext}}} \quad (3)$$

nas quais c_p é o calor específico a pressão constante, \dot{m} é a vazão em massa, T é a temperatura do refrigerante ao longo do tubo capilar, T_s é a temperatura do refrigerante ao longo da linha de sucção, d_{int} é o diâmetro interno do tubo capilar, d_{ext} é o diâmetro externo do tubo capilar, \bar{h}_c é o coeficiente de transferência de calor no interior do capilar e \bar{h}_s é o coeficiente de transferência de calor entre o capilar e a linha de sucção.

2.2 Equações governantes para a região de escoamento bifásico

$$\frac{d}{dz} [(1 - \alpha)\rho_L V_L + \alpha\rho_V V_V] = 0 \quad (4)$$

na qual os subíndices L e V indicam, respectivamente, as fases de líquido e de vapor, ρ é a massa específica, V é a velocidade e α é a fração de vazio (razão entre a área ocupada pela fase de vapor e a área total da seção transversal do tubo).

$$(1 - \alpha)\rho_L V_L \frac{dV_L}{dz} = -(1 - \alpha) \frac{dp}{dz} - F_{wL} + F_{Li} - (1 - \eta)(V_V - V_L)\Gamma \quad (5)$$

$$\alpha\rho_V V_V \frac{dV_V}{dz} = -\alpha \frac{dp}{dz} - F_{wV} + F_{Vi} - \eta(V_V - V_L)\Gamma \quad (6)$$

nas quais F_{Li} e F_{Vi} são, respectivamente, as forças interfaciais por unidade de volume atuando sobre a fase líquida e sobre a fase de vapor, F_{wL} e F_{wV} são as forças por unidade de volume devido ao atrito entre a parede do tubo e, respectivamente, as fases de líquido e vapor, Γ é a taxa de transferência de massa por unidade de volume na interface e V_i é a velocidade interfacial, dada por: $V_i = [\eta V_L + (1 - \eta)V_V]$, sendo $\eta = 0,5$ (Wallis, 1969).

$$\frac{d}{dz} \left[(1 - \alpha)\rho_L V_L \left(h_L + \frac{V_L^2}{2} \right) + \alpha\rho_V V_V \left(h_V + \frac{V_V^2}{2} \right) \right] = -\frac{dq}{dz} \quad (7)$$

na qual h_L e h_V são, respectivamente, as entalpias das fases líquida e de vapor e dq é o fluxo de calor infinitesimal conforme a posição ao longo do capilar.

2.3 Equação governante para a linha de sucção

$$\frac{dT_s}{dz} = -\frac{1}{\dot{m} c_p} \left[(UA'_{cs}) (T - T_s) + U_{sa} \pi D_s (T_a - T_s) \right] \quad (8)$$

na qual D_s é o diâmetro da linha de sucção e $U_{sa} = \left[(1/\bar{h}_s) + (1/\bar{h}_a) \right]^{-1}$ é coeficiente global de transferência de calor entre a linha de sucção e o ambiente.

Com isso, o modelo consiste: (i) das Eqs. (1) e (2) ou (3) na região de líquido, que devem ser solucionadas, respectivamente, para o cálculo das variáveis: pressão e temperatura; (ii) das Eqs. (4) a (7) na região bifásica, que devem ser solucionadas para o cálculo das variáveis: V_L , V_V , p e T ; (iii) da Eq. (8) na região do trocador de calor, que deve ser solucionada para o cálculo da temperatura T_s .

Para tanto, torna-se necessário especificar as equações constitutivas para os parâmetros: f_L , \bar{h}_c , \bar{h}_s , \bar{h}_a , F_{WL} , F_{WV} , F_{Li} e F_{Vi} , além de correlações para as propriedades termodinâmicas ρ_L , ρ_V , h_L e h_V . Tais equações constitutivas e correlações estão descritas em Barbazelli (2000).

2.4 Metodologia de Solução

A solução das equações diferenciais, tanto na região líquida como na região bifásica, é obtida por integração numérica usando o método de Predição e Correção de quinta ordem. O programa calcula a vazão em massa, conhecidos o comprimento do tubo e as condições de operação. O procedimento de cálculo é iterativo uma vez que as equações de conservação dependem da vazão em massa e, além disso, não se conhece a temperatura do refrigerante na saída da linha de sucção ($T_{s,o}$). Dessa forma, inicialmente os valores de \dot{m} e $T_{s,o}$ são estimados e o comprimento calculado do capilar (L_{calc}), juntamente com o valor da temperatura do refrigerante na entrada da linha de sucção ($T_{s,i}$), são comparados com os seus respectivos valores medidos. Em seguida os valores de \dot{m} e $T_{s,o}$ são corrigidos usando-se o método de Newton-Raphson até que a convergência seja obtida.

3. INFLUÊNCIA DE PARÂMETROS DO PROBLEMA

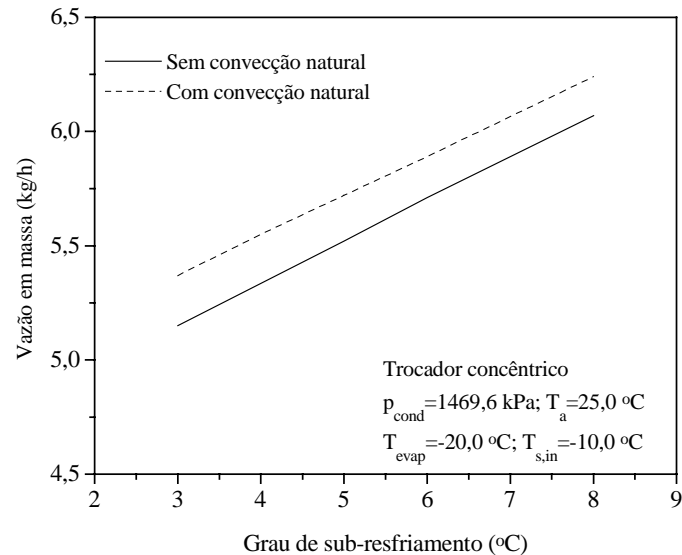
Para um mesmo trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, a configuração do escoamento pode ser alterada com a modificação de um ou mais dos seguintes parâmetros do problema: a consideração ou não da convecção natural, o grau de sub-resfriamento do refrigerante na entrada do tubo capilar, a temperatura do refrigerante na entrada da linha de sucção e a posição do trocador de calor ao longo do tubo capilar. A influência de cada um desses parâmetros sobre o escoamento é analisada a seguir.

3.1 Influência da convecção natural

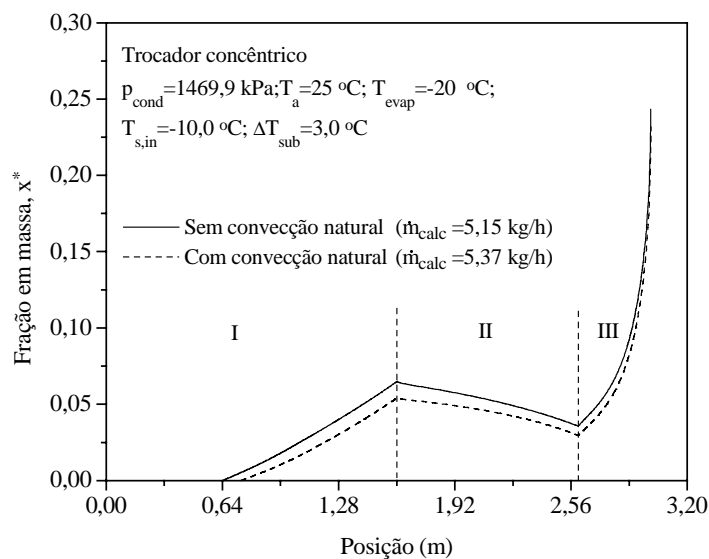
Alguns autores têm relatado que a transferência de calor por convecção natural entre trocadores de calor tubo capilar-linha de sucção e o meio ambiente exerce pouca influência sobre o escoamento. Entretanto, no decorrer desse trabalho, comprovou-se o que já havia sido verificado por Mezavila (1995), que a convecção natural apresenta uma influência significativa sobre o escoamento. Tal fato pode ser observado na Fig. 2(a), na qual comparam-se as vazões em massa calculadas pelo modelo, considerando ou não a convecção natural, em função do grau de sub-resfriamento do refrigerante na entrada do tubo capilar.

Observa-se na Fig. 2(a), para graus de sub-resfriamento menores, que a diferença entre um caso e outro é da ordem de 5 %, sendo que esse valor diminui à medida em que se aumenta o grau de sub-resfriamento. Na Fig. 2(b) mostram-se os perfis de fração em massa da mistura líquido-vapor ao longo do tubo capilar, para o caso $\Delta T_{sub}=3$ °C. Observa-se que para o caso mostrado, o ponto de início de vaporização do refrigerante está localizado na região de entrada do tubo capilar (I). Na região do trocador de calor (II), em função da troca de calor entre o tubo capilar e a linha de sucção, ocorre uma redução da fração em massa, indicando a possibilidade de recondensação total do refrigerante em alguns casos. Na região de saída do capilar (III), observa-se um aumento contínuo da fração em massa em ambos os casos.

Observa-se, ainda, na Fig. 2(b), a diferença entre os perfis de fração em massa para as situações com e sem convecção natural, que se reflete nos valores de vazão em massa calculados. A troca de calor com o meio ambiente faz com que a temperatura do fluido refrigerante líquido seja reduzida, atrasando o ponto de início da vaporização (vide linha tracejada mostrada na Fig. 2(b)), aumentando a extensão da região líquida e a vazão em massa ($\dot{m}=5,37$ kg/h), em relação ao caso sem convecção natural ($\dot{m}=5,15$ kg/h).



(a)



(b)

Figura 2. Influência da convecção natural sobre: (a) a vazão em massa; (b) os perfis de fração em massa ($L=3,0$ m; $L_e=1,6$ m; $L_{tc}=1,0$ m; $d_{\text{int}}=0,77$ mm; $d_{\text{ext}}=2,0$ mm; $D_s=5,6$ mm).

3.2 Influência do grau de sub-resfriamento

Nas Figs. 3 e 4 são mostrados os perfis de fração em massa ao longo do tubo capilar, respectivamente, com e sem convecção natural, para alguns valores de grau de sub-resfriamento e uma mesma configuração geométrica. Nota-se na Fig. 3 que, variando-se apenas o grau de sub-resfriamento nas condições de operação, quanto maior o grau de sub-

resfriamento: maior a extensão da região líquida, maior a vazão em massa calculada, maior é a probabilidade de ocorrência de recondensação total do refrigerante e menor é o valor da fração em massa na saída do tubo capilar.

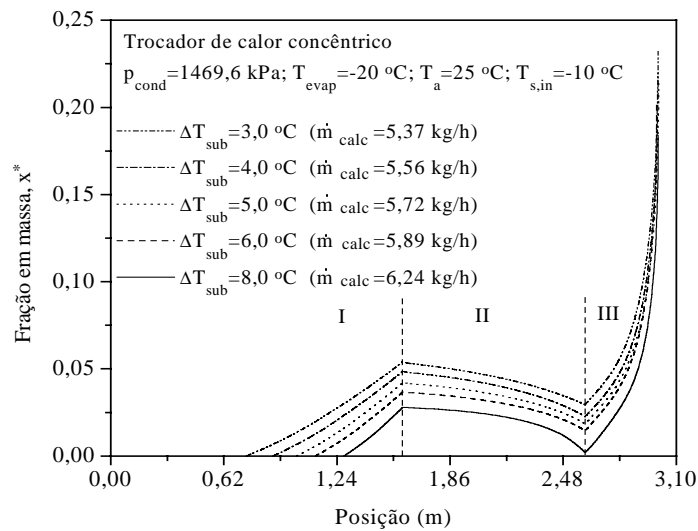


Figura 3. Influência do grau de sub-resfriamento ($L=3,0$ m; $L_e=1,6$ m; $L_{tc}=1,0$ m; $d_{int}=0,77$ mm; $d_{ext}=2,0$ mm; $D_s=5,6$ mm; com convecção natural).

Comparando as Figs. 3 e 4, verifica-se que a consideração de troca de calor com o ambiente aumenta a extensão da região líquida, aumentando o valor de vazão em massa calculado. Observa-se que a desconsideração da convecção natural desloca a curva de fração em massa para a esquerda na região de entrada (I), e para cima na região do trocador de calor (II), diminuindo assim, a probabilidade de ocorrência de recondensação total do refrigerante ao longo do trocador de calor.

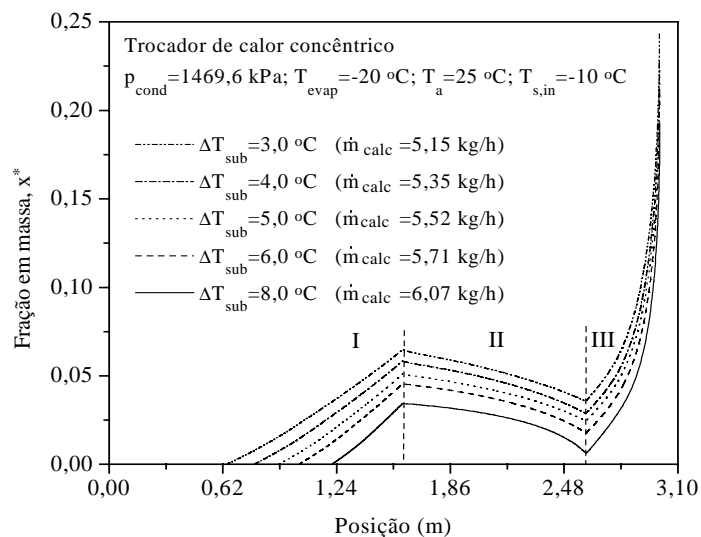


Figura 4. Influência do grau de sub-resfriamento ($L=3,0$ m; $L_e=1,6$ m; $L_{tc}=1,0$ m; $d_{int}=0,77$ mm; $d_{ext}=2,0$ mm; $D_s=5,6$ mm; sem convecção natural).

3.3 Influência da temperatura de entrada na linha de sucção

A Fig. 5 apresenta os perfis de frações em massa ao longo do tubo capilar em função da temperatura do fluido refrigerante na entrada da linha de sucção ($T_{s,in}$), mantidas constantes as

características geométricas e demais condições de operação. Observa-se que a redução da temperatura $T_{s,in}$ aumenta o efeito de resfriamento ao longo da região do trocador de calor, que em alguns casos pode provocar a recondensação total do fluido refrigerante, conforme se verifica pela tendência dos perfis apresentados na Fig. 5. Nota-se na Fig.5, que a variação da temperatura $T_{s,in}$ tem pouca influência sobre o valor de vazão em massa calculada, para as condições de operação e geometria testada, uma vez que uma variação de 9 °C provocou uma variação de apenas 0,12 kg/h.

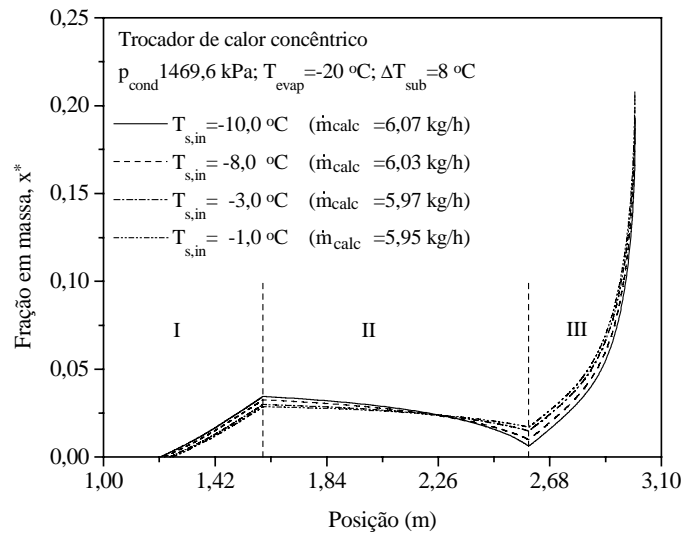


Figura 5. Influência da temperatura do fluido refrigerante na entrada da linha de sucção ($L=3,0 \text{ m}$; $L_e=1,6 \text{ m}$; $L_{tc}=1,0 \text{ m}$; $d_{int}=0,77 \text{ mm}$; $d_{ext}=2,0 \text{ mm}$; $D_s=5,6 \text{ mm}$)

3.4 Influência da posição do trocador de calor

A posição relativa do trocador de calor ao longo do tubo capilar, mantendo-se constantes as condições de operação e as demais características geométricas (d_{int} , d_{ext} , L , L_{tc}), pode influenciar a configuração do escoamento. Na Fig. 6 são mostrados os perfis de frações em massa ao longo do tubo capilar para diferentes comprimentos da região de entrada (L_e).

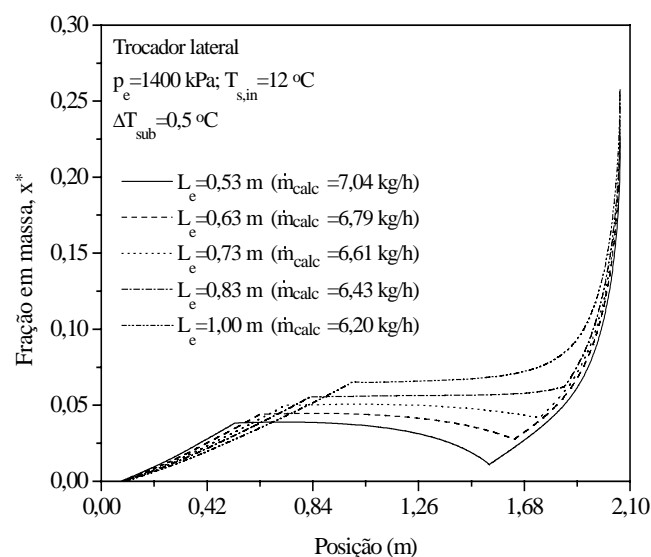


Figura 6. Influência da posição do trocador de calor ao longo do tubo capilar ($L=2,06 \text{ m}$; $L_{tc}=1,0 \text{ m}$; $d_{int}=0,813 \text{ mm}$; $d_{ext}=2,06 \text{ mm}$; $D_s=6,31 \text{ mm}$).

Nos casos apresentados na Fig. 6, observa-se que o ponto de início de vaporização ocorre na região de entrada e que o refrigerante sofre uma recondensação parcial na região do trocador de calor. Observa-se também que o aumento da região de entrada do tubo capilar diminui a probabilidade de recondensação total, fazendo com que a fração em massa aumente continuamente a partir de $L_e=0,83$ m.

Dessa forma, pode-se aumentar a vazão em massa ao longo de um tubo capilar diminuindo-se o comprimento L_e . Entretanto, conforme comentado por Mezavila (1995) e Peixoto (1994) e mencionado em ASHRAE (1988), o comprimento L_e deve ser maior que o comprimento da região de saída do tubo capilar (região III) afim de evitar a recondensação total e possíveis problemas de instabilidade operacionais.

4. CONCLUSÕES

O desenvolvimento deste trabalho levou às seguintes conclusões:

- (i) a consideração da convecção natural exerce uma influência significativa sobre o escoamento ao longo dos tubos capilares, refletindo no perfil de fração em massa e no valor da vazão em massa calculada. A troca de calor com o meio ambiente faz com que a temperatura do fluido refrigerante líquido seja reduzida, atrasando o início da vaporização, aumentando a região de escoamento líquido e a vazão em massa em relação ao caso sem convecção natural;
- (ii) a variação do grau de sub-resfriamento, mantendo-se fixas as demais condições de operação e a configuração geométrica do trocador de calor tubo capilar-linha de sucção, também exerce uma influência significativa sobre o escoamento. Quanto maior o grau de sub-resfriamento, maior a extensão da região de líquido, maior é a probabilidade de ocorrência de recondensação total do refrigerante e menor é o valor da fração em massa na saída do tubo capilar;
- (iii) a temperatura na entrada da linha de sucção tem uma pequena influência sobre o valor da vazão em massa para as condições de operação e geometrias testadas. Por outro lado a posição relativa do trocador de calor ao longo do tubo capilar exerce uma influência significativa sobre a vazão em massa.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo, pelo suporte financeiro para a realização deste trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- ASHRAE, 1988, "Handbook of Equipment", American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, pp.19.21.
- Barbazelli, M.R., 2000, "Análise do Escoamento Bifásico em Tubos Capilares Não-Adiabáticos Usando o Modelo de Dois Fluidos", Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual Paulista-UNESP, Campus de Ilha Solteira, SP, 129 p.
- Churchill, S.W., 1977, "Friction Factor Equation Spans all Fluid Flow Regimes", Chemical Engineering, Vol. 84, November, pp. 91-92.
- Dirik, E., Inam, C. and Tanes, M.Y., 1994, "Numerical and Experimental Studies on Adiabatic and Nonadiabatic Capillary Tubes", Proceedings of the 1994 International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, pp. 365-370.

- Melo, C., Mendonça, K.C. e Mezavila, M.M., 1998, "Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção do tipo Lateral: Simulação e Experimentos", Anais – V Norte–Nordeste - VCEM, Vol. 3, pp. 195-202.
- Mezavilla, M.M., 1995, "Simulação do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares Não-Adiabáticos", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 120 p.
- Peixoto, R.A., 1994, "Análise Teórico–Experimental do Escoamento do Fluido Refrigerante HFC-134a em Trocadores de Calor Tubo Capilar–Linha de Sucção Utilizados em Sistemas de Refrigeração", Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da USP, São Paulo, 185p.
- Wallis, G. B., 1969, "One-Dimensional Two-Phase Flow", McGraw-Hill Book Company, USA.
- Zangari, J.M. e Melo, C., 1998, "Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção do Tipo Concêntrico: Abordagem Experimental", Anais – V Norte–Nordeste - VCEM , Vol. 3, pp. 203-210.
- Zangari, J.M., Melo, C. e Ferreira, R.T.S., 1999, " Efeito da Geometria e das Condições de Operação sobre o Desempenho de Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção do Tipo Concêntrico", Anais - XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Águas de Lindóia, São Paulo, CD Rom AAAAFI-SR05.

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DOS DADOS DE ENTRADA, EM UM MODELO DE SIMULAÇÃO DE UMA LINHA DE PRODUÇÃO SEMI-AUTOMÁTICA

Ana Paula Kiguti Muniz

Anna Cristina Barbosa Dias de Carvalho

Arthur José Vieira Porto

Ricardo Yassuchi Inamasu

Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, Departamento de Engenharia Mecânica, 13560-190, São Carlos, SP, Brasil. E-mail: apkmuniz@uol.com.br

RESUMO

Nos dias atuais, a simulação é uma técnica e/ou ferramenta que tem auxiliado as empresas a melhorar seus processos produtivos. Pode ser compreendida como um projeto complexo que se divide em diversas etapas para a elaboração. Entre as quais se encontra a modelagem dos dados de entrada. O processo de modelagem tem despertado, cada vez mais a atenção dos profissionais, devido a sua influência sobre os resultados de um modelo. Atualmente existem sofisticados *softwares* estatísticos capazes de auxiliar na modelagem dos dados. No entanto, mesmo nestes *softwares*, a ausência de dados compromete na seleção de uma distribuição de probabilidade representativa para a variável. Este trabalho tem como objetivo avaliar e ressaltar a importância da modelagem dos dados de entrada, através de experimentos aplicados no modelo de simulação. O modelo de simulação avaliado é uma linha de produção semi-automática.

Palavras-chave: modelagem de dados, simulação, linha de produção semi-automática

1. INTRODUÇÃO

A crescente concorrência industrial tem levado as empresas à buscar continuamente melhorias em seus processos produtivos, de modo a aumentar a qualidade de seus produtos, a um baixo custo. Uma ferramenta que tem auxiliado a atingir estes objetivos com maior rapidez é a simulação.

Uma simulação é uma técnica e/ou ferramenta que permite obter conclusões sobre o comportamento de um sistema, através da análise do comportamento de um modelo. Fornecendo ao usuário um conhecimento antecipado dos efeitos que futuras ações e/ou modificações podem vir a gerar sobre o sistema em estudo. De um modo geral, a simulação pode ser compreendida como um projeto complexo, que pode ser sistematizado em diversas etapas para ser elaborado (MUNIZ & CARVALHO, 1998).

Embora o planejamento sistematizado seja de grande auxílio na elaboração de um modelo de simulação, deve-se ressaltar que não existem garantias de que o projeto seja um sucesso. Isto ocorre devido a existência de diversos fatores que influenciam na elaboração do modelo, que vão desde o tipo de *software* selecionado, habilidade do modelador e/ou equipe responsável, tipo de dados utilizados no projeto, procedimentos de análise dos resultados,

entre outros. Além disto, deve-se considerar que um projeto de simulação é uma solução entre diversas outras existentes, podendo portanto ser sempre melhorado.

LAW & KELTON(1991) e ANNINO & RUSSELL(1981) citam alguns erros comuns que podem ser evitados, para aumentar as chances de sucesso em um projeto de simulação. Entre estes, pode-se citar o uso indevido de uma distribuição de probabilidade para representar o comportamento de uma variável. O processo que especifica a distribuição de probabilidade, que irá representar uma variável em um modelo é denominado de modelagem estatística dos dados de entrada.

A importância da modelagem dos dados se concentra no fato de que, ao implementar uma distribuição de probabilidade que não represente o comportamento de uma variável, todos os resultados do modelo de simulação ficarão comprometidos. Ou seja, dados de entrada não confiáveis geram resultados não confiáveis, afetando desta forma a confiabilidade do modelo. E conseqüentemente nas decisões baseadas no estudo de simulação. INGELS *apud* LOBÃO & PORTO (1997), ressalta este fato pelo seguinte axioma: “entra lixo, sai lixo”.

Este artigo tem como objetivo avaliar a influência dos dados de entrada no estudo de simulação, através de experimentos realizados em um modelo de simulação. O modelo de simulação avaliado é uma linha de produção semi-automática que possui 2 estações de processamento, 1 estação de inspeção e 1 *buffer* para cada estação. Neste experimento foi admitido que a simulação é do tipo terminativa.

2. DESCRIÇÃO DO MODELO DE SIMULAÇÃO

Neste modelo, o estudo de simulação tem como objetivo verificar e analisar a variação, que pode ocorrer na capacidade de produção do sistema, quando a distribuição do conjunto de dados de entrada é alterada. Para isto, foi considerado que o sistema modelado se encontra em fase de projeto, ou seja, não está implementado. Este fato resulta na impossibilidade de se realizar a coleta de dados, para as variáveis que serão implementadas no modelo. Deste modo, a modelagem de dados é realizada com a aplicação de distribuições de probabilidade hipotéticas, obtidas de fontes secundárias, sobre o comportamento de cada variável. Ou seja, não possuem uma grande acuracidade.

O modelo de simulação em estudo é uma linha de produção semi-automática, composta por 3 estações de trabalho. A FIGURA 2.1 apresenta o layout do sistema. A primeira estação, denominada grupo de máquinas 1, é composto por 3 máquinas idênticas (*cpmaq11, cpmaq12 e cpmaq13*), cujo tempo de processamento de cada máquina é uma distribuição Gamma (2;0,25) minutos. A estação 2, denominada grupo de máquinas 2, é composta por 2 máquinas idênticas (*cpmaq21 e cpmaq22*), cujo tempo de processamento é uma distribuição Gamma (2;0,05) minutos. E a estação 3, uma estação de inspeção (*cpinsp1 e cpinsp2*), possui 2 operários, que trabalham conforme uma distribuição triangular (0,3;1,2). O modelo ainda possui 10 AGVS, 7 esteiras e 3 *buffers* (*cpb1, cpb2 e cpb3*) com capacidade de 10 peças.

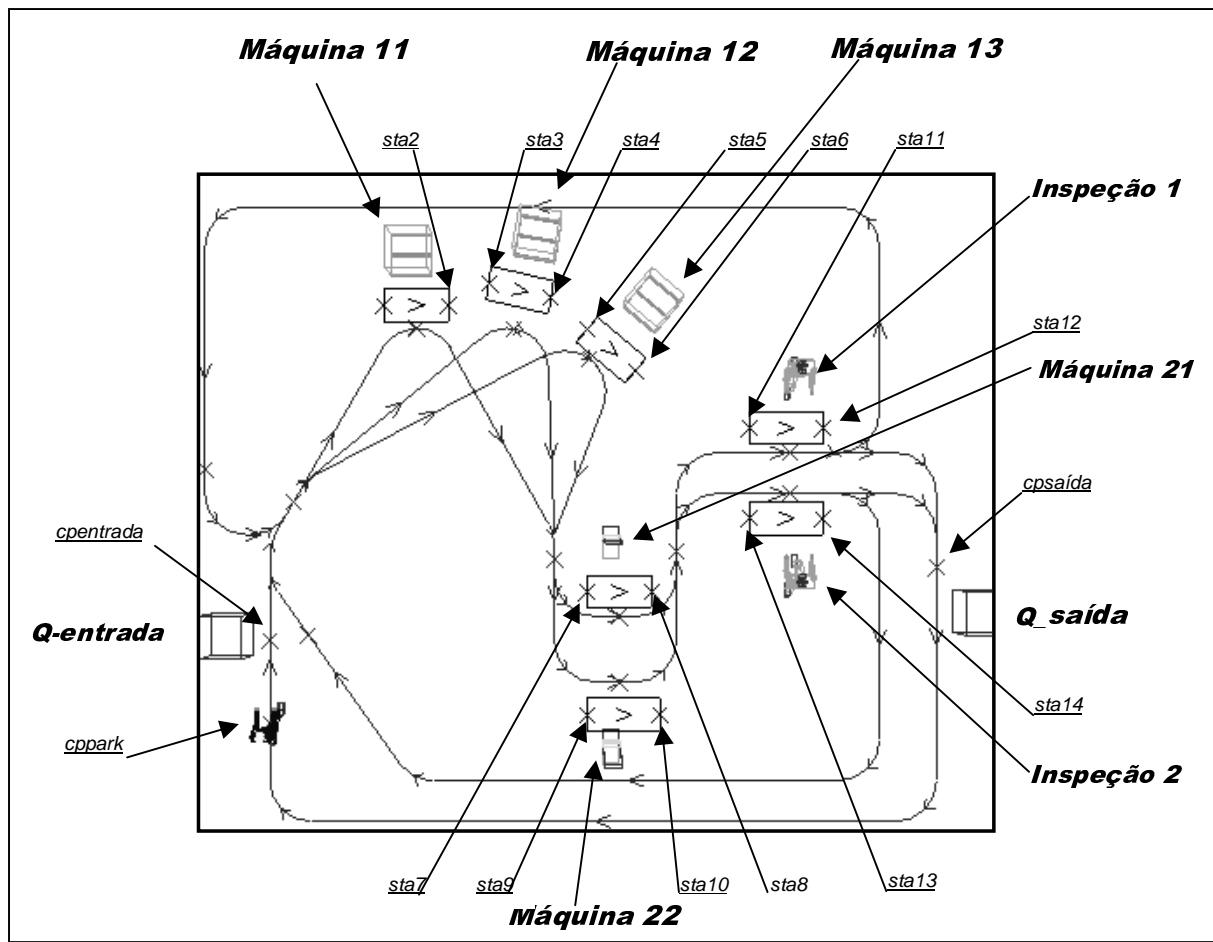


FIGURA 2.1 – Layout da Linha de Produção

O sistema trabalha com um turno diário de 8 horas. A simulação foi corrida no período de 2 meses, ou seja, 480 horas. O modelo foi implementado no *software AUTOMOD* (AUTOSIMULATIONS, 2000). O sistema opera da seguinte forma, as cargas que são geradas infinitamente em *Q_entrada*, chegam no sistema por *cpentrada*, se esta estação estiver desocupada. Caso *cpentrada* esteja ocupado, a carga fica aguardando sua liberação. Em *cpentrada*, a lista de ordens da simulação avança para o programa *PB1*, que verifica se o *buffer cpb1* possui capacidade para receber novas cargas. Se $cpb1 \geq 10$, a carga aguarda a liberação deste *control point*. Caso $cpb1 < 10$, a carga é deslocada até este *control point*, iniciando o programa *PV1*. Este programa, verifica a existência de máquinas livres no grupo de máquinas 1. Se todas as máquinas estiverem ocupadas, a carga fica novamente aguardando a liberação de uma máquina livre para se locomover. Quando existir alguma máquina livre, a carga é deslocada para o respectivo *control point* desocupado. A peça então é movida para a esteira, onde é processada de acordo com a distribuição Gamma (2,0,25) minutos. Ao término deste processo, a lista de ordens da simulação vai para o programa *PB2*, que de forma idêntica a *PB1*, verifica a capacidade do *buffer cpb2* de receber novas cargas. Se *cpb2* estiver livre, as cargas são deslocadas para este *control point* e a lista de ordens da simulação é direcionada para o programa *PV2*. Este programa, idêntico a *PV1*, verifica a existência de máquinas livres no grupo de máquinas 2. Caso todas as máquinas estejam ocupadas, a carga fica esperando a liberação de pelo menos uma das máquinas deste grupo. Existindo alguma máquina livre no grupo 2, a carga é deslocada até o respectivo *control point* desocupado. A peça então é deslocada para a esteira, onde é processada conforme uma distribuição Gamma (2;0,05)

minutos. Novamente, a lista de operações da simulação é direcionada para o programa seguinte, *PB3*. Que de forma análoga aos outros programas dos *buffers*, verifica a capacidade de *cpb3* de receber novas cargas. Identicamente aos outros processos, a carga é deslocada para *cpb3* somente quando este *control point* estiver desocupado. De *PB3*, a simulação segue para o programa *PV3*, que desloca a carga para o operário em *cpinsp1* ou em *cpinsp2*, se estiver livre. No processo de inspeção, 90% das cargas são aceitas e tem seu processos finalizados. E portanto saem do sistema em estudo, em *cpsaída*. Enquanto 10% são rejeitadas e são reprocessadas. As cargas rejeitadas por *cpinsp1*, são enviadas para *cpesp1*. Enquanto que as cargas rejeitadas por *cpinsp2*, são enviadas para *cpesp2*. Em *cpinsp1* e *cpinsp2*, a simulação segue para *PB1*, iniciando novamente o processamento da carga.

Ressalta-se a existência de 3 prioridades de operações no decorrer do processamentos das cargas no modelo. A primeira delas ocorre no programa *PENTRADA*. A carga em *cpentrada* só é enviada para *cpb1* se *cpesp1* e *cpesp2* estiverem desocupados. Esta prioridade foi definida, devido ao fato de que as peças para serem reprocessadas, em geral são mais rápidas para atingir a finalização do seu processo do que as novas peças que entram no sistema. No entanto, com a finalidade de facilitar nossos estudos, as peças são reprocessadas com o mesmo tempo de processamento de uma nova peça que entra no sistema. A segunda prioridade que ocorre em *PESP1* e *PESP2*, determina que uma carga que se encontra em *cpesp1* só é disparada para *cpb1*, se *cpesp2* estiver desocupado. De forma idêntica, uma carga em *cpesp2* só é enviada para *cpb1*, se *cpesp1* estiver desocupado. Assim, quando uma carga ao se deslocar para *cpesp1* e encontrar *cpesp2* ocupado, esta carga ficará aguardando a liberação de *cpesp2* para prosseguir para *cpb1*. O mesmo ocorre para uma carga que se desloca para *cpesp2* e encontra *cpesp1* ocupado. Esta prioridade foi criada para ordenar o deslocamento das cargas para *cpesp1* e outra para *cpesp2*. Garantindo desta forma que a primeira carga que alcançar o *control point* de espera, irá iniciar o reprocessamento primeiro. A última prioridade, também definida em *PESP1* e *PESP2*, e é executada em *PINSP*, consiste em garantir que uma carga reprocessada não seja reprocessada novamente, enviando-a para *cpsaída*.

O tempo de carregamento e descarregamento da carga para cada máquina está incluído no tempo de processamento. Em *PSAIDA*, foi criado um programa para armazenar o tempo de espera de cada carga, diante de cada recurso, assim como o tempo de utilização dos recursos. Este programa ainda, visando facilitar a análise dos resultados, calcula o tempo médio de fila do sistema para cada um dos recursos, tanto quanto o tempo médio de utilização. Além de fornecer o número de cargas que são processadas no período do estudo de simulação.

3. PROCEDIMENTOS DE ANÁLISE DOS RESULTADOS GERADOS PELO MODELO DE SIMULAÇÃO

O modelo de simulação analisado é do tipo terminativo, visto que, existe um tempo limite para o tamanho da corrida de simulação. Para este estudo, foi considerado que o estado inicial do sistema é vazio, o sistema a ser modelado se encontra em fase de projeto, e a simulação é corrida sob condições iniciais idênticas.

Devido ao fato de o sistema em estudo não estar implementado, para avaliar os efeitos que a distribuição dos dados de entrada possui sobre os resultados de um modelo de simulação, inicialmente foi considerada uma distribuição hipotética para representar estes dados no modelo. A distribuição de probabilidade considerada, que foi selecionada com base na teoria do processo de Poisson (BANKS *et al.*,1996) é a distribuição exponencial com parâmetro $\lambda = 0,1$ (10 cargas por minuto). Este parâmetro foi definido à partir do estudo de simulação, de um modelo teórico de um sistema de manufatura.

Desta forma, admitindo a distribuição Exponencial(0,1) como a distribuição ideal para representar os dados de entrada no modelo, utilizou-se o *software* estatístico *EXPERTFIT*, para gerar um conjunto de dados, à partir desta distribuição. Com a finalidade de determinar para os dados gerados, um *rank* de distribuições de probabilidade que pudessem representar os dados de entrada no modelo.

Para determinar este *rank* de distribuições, foi gerado um total de 30 amostras com 900 dados. O *rank* de distribuições selecionado foi aquele que forneceu o parâmetro λ mais próximo de 0,1 da distribuição Exponencial admitida como ideal. Para avaliar a influência do “*input*” dos dados de entrada, no modelo de simulação, foram selecionadas as seguintes distribuições de probabilidade :

Exponential (0,09846)	2° Colocada no rank
Gamma (0,99053;0,09940)	3° Colocada no rank
Weibull (0,99358;0,09819)	4° Colocada no rank
Lognormal (-2,901543; 1,292922)	15° Colocada no rank

Além destas distribuições será também avaliada a distribuição Weibull (0,5;1), e a constante igual a 10 peças/minuto, que não se encontram no *rank* de distribuições. Pretende-se com isto ressaltar as diferenças que podem ocorrer ao selecionar uma distribuição que não fornece uma boa representação. Deve-se ressaltar que o *software* de simulação *AUTOMOD* possui somente as distribuições de probabilidade Constante, Uniforme, Normal, Triangular, Exponencial, Lognormal, Gamma e Weibull para serem implementadas diretamente no modelo, portanto, estas distribuições são mais aplicadas. Para implementar qualquer outra distribuição neste *software* é necessário criar um programa lógico para o modelo.

A simulação foi executada num total de 10 replicações, para cada uma das distribuições selecionadas. O método aplicado para estimar os resultados, foi o método das replicações independentes. Ou seja, foi utilizado um conjunto de “*stream*” diferente em cada replicação, garantindo desta forma a independência entre as replicações.

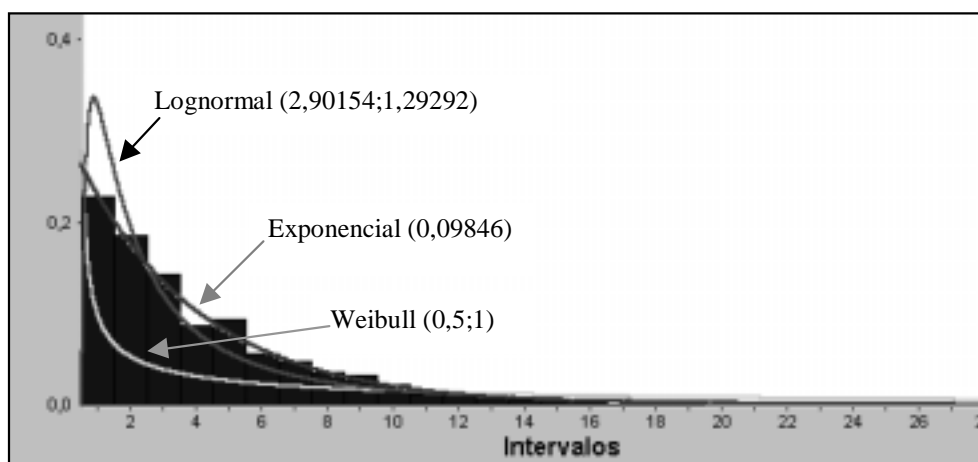
Para comparar os resultados gerados do modelo de simulação, foi aplicado a proposta da amostra correlacionada (LAW & KELTON,1991)

4. RESULTADOS

Para avaliar se as distribuições Exponencial (0,09846), Gamma (0,99053;0,09940), Weibull (0,99358;0,09819), Lognormal (-2,901543; 1,292922) e Weibull (0,5;1) são representativas ao conjunto de dados de entrada, foram aplicados os seguintes testes de ajuste pelo *software* *EXPERTFIT*: Teste de Anderson-Darling, Teste de Kolmogorov-Smirnov e Teste do Qui-quadrado.

De acordo com os testes de ajuste aplicados nas distribuições selecionadas, pode-se observar que a distribuição Lognormal (-2,90154; 1,29292) e Weibull (0,5;1) são rejeitadas, ou seja, não fornecem uma boa representação para o conjunto de dados. Este fato pode ser comprovado pela FIGURA 4.1 apresenta o ajuste destas distribuições para o conjunto de dados gerados.

FIGURA 4.1 – Histograma com o ajuste das distribuições selecionadas para avaliação



Ainda analisando visualmente o histograma da FIGURA 4.1, pode-se observar que as distribuições Gamma (0,09940; 0,99053) e Weibull (0,09819;0,99358) apresentam um comportamento semelhante à Exponencial(0,09846). Enquanto que a distribuição Lognormal (2,90154; 1,29292) e Weibull (0,5;1) se encontram bem distantes do comportamento da variável.

Para avaliar a influência destas distribuições no modelo, considere os resultados gerados pela simulação em cada uma das replicações (TABELA 4.1).

TABELA 4.1 – Resultados do modelo de simulação

NUMERO DE PEÇAS PRODUZIDAS NO SISTEMA EM CADA REPLICACÃO						
	EXP 1	EXP 2	EXP 3	EXP 4	EXP 5	EXP 6
REPLICACAO 1	674,00	677	677	433	673	80
REPLICACAO 2	669,00	680	669	409	669	80
REPLICACAO 3	670,00	678	670	421	671	80
REPLICACAO 4	668,00	664	668	424	668	80
REPLICACAO 5	689,00	669	689	339	689	80
REPLICACAO 6	675,00	673	675	325	675	80
REPLICACAO 7	677,00	677	677	374	677	80
REPLICACAO 8	671,00	677	671	378	671	80
REPLICACAO 9	685,00	668	685	333	674	80
REPLICACAO 10	674,00	680	674	452	674	80
MÉDIA	675,20	674,3	675,5	388,80	674,1	80
VARIANCIA	47,51	30,67777778	47,61111111	2070,178	34,988	0

Onde: EXP1: Exponencial (0,09846) EXP4: Weibull(0,5;1)
 EXP2: Gamma(0,09940;0,99053) EXP5: lognormal(-2,90154;1,29292)
 EXP3: Weibull(0,09819;0,99358) EXP6: constante 10 peças/minuto

De acordo com os resultados apresentados na TABELA 4.1, para o número médio de peças produzidas com a aplicação das distribuições selecionadas pode-se observar que as distribuições Lognormal(-2,90154;1,29292) e Weibull (0,5;1) que foram rejeitadas pelos testes de ajuste, possuem um erro proporcional em relação a média da distribuição ideal de respectivamente 0,16% e 42,42%. Enquanto que a distribuição Gamma(0,09940;0,99053) e

Weibull(0,09819;0,99358), que não foram rejeitadas pelos testes de ajuste, apresentam um erro proporcional de respectivamente 0,1% e 0,04%. Desta forma, ao comparar o erro proporcional entre a distribuição Lognormal e a distribuição Gamma, observa-se que a Lognormal embora tenha sido rejeitada apresenta uma estimativa para a média bem próxima da solução fornecida pela distribuição hipotética ideal. A constante 10 peças/minuto fornece um erro grotesco. Deve-se ressaltar que esta comparação fornece apenas o erro percentual entre as estimativas, não fornecendo uma garantia de que uma distribuição é mais representativa do que outra. Para melhor avaliar os resultados obtidos realizou-se a comparação entre as diferenças do número médio de peças produzidas para cada uma das distribuições selecionadas em relação a distribuição Exponencial (0,09846). A TABELA 4.2 apresenta as diferenças encontradas em cada replicação.

TABELA 4.2 – Comparação entre as distribuições selecionadas com a distribuição Hipotética ideal

COMPARAÇÃO DAS DISTRIBUIÇÕES SELECIONADAS COM A DISTRIBUIÇÃO HIPOTÉTICA IDEAL				
	EXP1-EXP2	EXP1-EXP3	EXP1-EXP4	EXP1-EXP5
REPLICACAO 1	-3,00	-3,00	241,00	1,00
REPLICACAO 2	-11,00	0,00	260,00	0,00
REPLICACAO 3	-8,00	0,00	249,00	-1,00
REPLICACAO 4	4,00	0,00	244,00	0,00
REPLICACAO 5	20,00	0,00	350,00	0,00
REPLICACAO 6	2,00	0,00	350,00	0,00
REPLICACAO 7	0,00	0,00	303,00	0,00
REPLICACAO 8	-6,00	0,00	293,00	0,00
REPLICACAO 9	17,00	0,00	352,00	11,00
REPLICACAO 10	-6,00	0,00	222,00	0,00
MÉDIA	0,90	-0,30	286,40	1,10
VARIANCIA	13,71	0,10	1674,61	11,81

Comparando os resultados da TABELA 4.2 pela variação do número médio de peças produzidas, pode-se observar que a distribuição Weibull (0,09819;0,99358) (3^o colocada no rank de distribuições) fornece uma menor variação em relação a média da distribuição hipotética ideal (Exponencial (0,09846)). Sendo portanto a melhor representação para o comportamento dos dados de entrada, entre as distribuições analisadas. Isto contradiz o fato de a distribuição Gamma(0,09940;0,99053) (2^o colocada no rank de distribuições) ser a melhor representação ao conjunto de dados gerados. Além disto, pode-se observar nesta comparação que a Gamma(0,09940;0,99053) apresenta uma variação maior do que a distribuição Lognormal, que foi rejeitada pelo *EXPERTFIT*. Em relação a distribuição Weibull (0,5;1) também rejeitada pelos testes de ajuste, verifica-se que existe uma grande variação em relação a média da hipótese ideal, o que confirma o fato de não ser uma boa representação para o comportamento dos dados.

5.CONCLUSÃO

A finalidade deste estudo de simulação é mostrar, o quanto a aplicação de uma distribuição de probabilidade pode influenciar nos resultados de um modelo. Deve-se ressaltar que o tipo do sistema a ser analisado pela simulação é irrelevante. Visto que cada sistema é

um caso particular, cujo comportamento da variável depende de todos os fatores que ocorrem no sistema em estudo, tais como: as ordens de produção e outros.

Neste estudo de simulação, procurou-se enfatizar o problema da ausência de uma amostra de dados para se realizar o processo de modelagem dos dados. Diante deste problema, foi admitida a distribuição Exponencial (0,1) como ideal, para representar os dados de entrada no modelo. Esta distribuição hipotética se fundamenta na teoria do Processo de Poisson.

Analisando os resultados gerados pela simulação através dos testes apresentados, pode-se notar uma certa dificuldade na determinação da distribuição de probabilidade mais representativa. Isto ocorre devido a aceitação de uma distribuição de probabilidade diante de um tipo de teste, e sua rejeição em outro tipo de teste. Isto pode ser observado pela distribuição Lognormal (15 % do *rank* de distribuições), que é rejeitada pelos testes de ajuste, e que no entanto, fornece resultados bem próximos da distribuição ideal. Deve-se observar entretanto que, a estimativa média do número de peças produzidas pode ser modificada se ocorrer o aumento do número de replicações.

Diante dos resultados obtidos neste estudo, pode-se concluir que é possível encontrar uma distribuição de probabilidade que forneça resultados compatíveis com o sistema real avaliado, e que tenham sido rejeitadas pelos testes de ajuste e pela observação gráfica. No entanto, para estas distribuições, os resultados do modelo podem variar se houver um aumento no número de replicações. Assim, embora casos como este possam ocorrer, em geral os testes de ajuste e a observação gráfica são métodos eficazes para indicar uma distribuição de probabilidade representativa para o comportamento de uma variável. Ressalta-se que, a quantidade de erro gerado nos resultados de um modelo variam de acordo com o sistema em estudo, e o tipo de distribuições de probabilidade utilizadas. Além disto, a importância da porcentagem de erro obtida nos resultados varia de acordo com o tipo de material produzido.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANNINO, J.S.; RUSSELL, E.C., 1981, "The seven most frequent causes of simulation analysis failure – and how to avoid them", *Interfaces*, Vol. 11, n.3, pp.59-63, June.
- BANKS, J *et al.*, 1996, "Discrete-event system simulation", Prentice Hall.
- BRADFORD, T.C.; MARTIN, K.F., 1993, "Modelling the breakdown behavior of transfer line machines for use in computer simulation", *International Journal of Modelling & Simulation*, Vol. 13, n.1, pp.4-8.
- CONWAY, R; *et al.*, 1988, "The role of work-in-process inventory in serial production lines", *Operation Research*, Vol. 36, n.2, Mar.
- LAW, A.M.; KELTON, W.D., 1991, "Simulation modeling and analysis", McGraw-Hill, Inc.
- LOBÃO, E.C.; PORTO, A.J.V., 1997, "Proposta para sistematização de estudos de simulação", CD ROM, XVII ENEGEP - CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO. Vol .1.
- MARIA, 1997, "Introduction to modeling and simulation", *PROCEEDINGS OF THE 1997 WINTER SIMULATION CONFERENCE*, pp.7-13.
- MUNIZ, A.P.K.; CARVALHO, A.C.B.D. , 1998, "Tópicos conceituais de simulação", CD ROM, SPOLM/98 - II SIMPÓSIO DE PESQUISA OPERACIONAL E III SIMPÓSIO DE LOGÍSTICA DA MARINHA - CASNAV, *Anais*, Rio de Janeiro.
- NELSON, L.B. *et al.*, 1995, "Input modeling when simple model fail" , *PROCEEDINGS OF THE 1995 WINTER SIMULATION CONFERENCE*, pp.93-100.
- AUTOSIMULATIONS , 2000, "Automod Simulation Software", <http://www.autosim.com/simulation/simsoftware.html> (22 Maio)

APLICAÇÃO DO MÉTODO DE BROYDEN EM SIMULAÇÃO DE RESERVATÓRIOS DE PETRÓLEO

Francisco Marcondes

Universidade Federal da Paraíba, Departamento de Engenharia Mecânica Rua Aprígio Veloso, 882 - Campina Grande, PB, Brasil, CEP:58109-970. E-mail:marconde@dem.ufpb.br

Mario Cesar Zambaldi

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Matemática Campus Universitário - Florianópolis, SC, Brasil, CEP:88040-900. E-mail:zambaldi@mtm.ufsc.br

Resumo: O presente trabalho consiste na utilização do método de Broyden para resolução de problemas de simulação de reservatórios de Petróleo. Trata-se de um método Quase-Newton para sistemas de equações não lineares. Nos testes numéricos, emprega-se o modelo *Black-oil* (óleo-água) em geometrias bidimensionais. São utilizadas malhas não-estruturadas do tipo Voronoi. As equações são discretizadas empregando um modelo totalmente implícito.

Pavras-chave: Métodos Quase-Newton, Simulação de Reservatório, Volumes Finitos.

1. INTRODUÇÃO

Os métodos Quase-Newton (QN) (Broyden (1965), Dennis e Schnabel (1983) e Zambaldi (1993)) foram originalmente introduzidos para problemas nos quais a avaliação da matriz Jacobiana envolve alto custo computacional. Neste caso, calcula-se uma aproximação para a mesma com algum critério específico. Diferentes aproximações caracterizam diferentes métodos QN. Uma outra característica desses métodos é aproveitar sua formulação para obter economia na fase de resolução dos sistemas lineares em cada iteração. O método de Broyden (Broyden (1965), Dennis e Schnabel (1983)) não considera a simetria para a matriz Jacobiana, como é o caso da aplicação deste trabalho. No caso, e como o problema em questão envolve grande número de variáveis, a implementação com memória limitada (Kozakevich e Zambaldi (1999), e Zambaldi (1993)) é necessária. O modelo físico empregado é o *Black-oil* (óleo-água) e as equações são resolvidas empregando-se um esquema totalmente implícito. Os resultados são comparados com algumas soluções disponíveis em Marcondes (1996) usando formulação totalmente implícita e solução do sistema linear via método de Newton Inexato, que consiste em empregar um algoritmo iterativo linear para resolução das equações linearizadas.

2. O MÉTODO DE BROYDEN COM MÉMORIA LIMITADA

Em geral, os métodos QN para resolução de um sistema não linear $F(x) = 0$, são estruturados da seguinte forma:

$$B_k s_k = -F(x_k) \tag{1}$$

$$x_{k+1} = x_k + s_k \tag{2}$$

Desse modo cada iteração é caracterizada pela avaliação da função $F(x_k)$, da matriz B_k , aproximação para a matriz Jacobiana de F , e do cálculo do sistema linear, (1). Para

a iteração seguinte, a matriz B_{k+1} é obtida de B_k utilizando uma fórmula de recorrência envolvendo x_k , x_{k+1} , $F(x_k)$ e $F(x_{k+1})$. Frequentemente, B_{k+1} é escolhida como uma das matrizes que satisfazem a Equação Secante,

$$B_k s_k = y \quad (3)$$

onde $y = F(x_k) - F(x_{k+1})$.

No método de Broyden, utiliza-se uma matriz de posto 1 para obter B_{k+1} a partir de B_k .

$$B_{k+1} = B_k + \frac{(y_k - B_k s_k) s_k^t}{s_k^t s_k} \quad (4)$$

Ocorre entretanto que, se B_k é uma matriz esparsa, B_{k+1} não o será. Portanto, para problemas grandes e esparsos, a fórmula de atualização acima não é conveniente. Uma forma de superar esta limitação é o uso da chamada forma de memória limitada.

Utilizando (4) e a conhecida fórmula de Sherman-Morrison (Golub & Van Loan 1996), pode-se obter uma expressão de B_{k+1}^{-1} a partir de B_k^{-1} . Isto feito, a iteração de Broyden pode ser obtida da forma,

$$x_{k+1} = x_k - B_k^{-1} F(x_k) \quad (5)$$

Portanto, em vez do cálculo explícito do sistema linear (1), pode-se fazer a atualização da inversa das aproximações. A expressão referida acima, para o método de Broyden, tem a forma,

$$B_{k+1}^{-1} = B_k^{-1} + \frac{(s_k - B_k^{-1} y_k) s_k^t B_k^{-1}}{s_k^t B_k^{-1} y_k} \quad (6)$$

É possível, a partir de (6) obter uma expressão do tipo:

$$B_k^{-1} = (I + u_{k-1} s_{k-1}^t) \dots (I + u_0 s_0^t) B_0^{-1} \quad (7)$$

O vetor u_k neste caso é dado pela expressão:

$$u_k = \frac{(s_k - B_k y_k)}{s_k^t B_k y_k} \quad (8)$$

A fórmula de recorrência (7), não pode ser empregada indefinidamente com a inicialização com B_0^{-1} . De fato, a cada iteração dois vetores adicionais são necessários além do fato de se estar incrementando o custo por iteração. Portanto, escolhe-se um intervalo de recomeços para que o processo iterativo possa prosseguir. Mais especificamente, escolhe-se um número inteiro, digamos m , tal que quando $k = 0 \text{ mod } (m)$, o processo iterativo deve ser recomeçado. Isto implica utilizar B_m^{-1} no lugar de B_0^{-1} em (7) para introduzir os recomeços.

A inicialização de B_0 é relevante. Uma escolha possível é utilizar a própria matriz Jacobiana. Isto, entretando, exigiria uma fatoração completa desta matriz, o que é inviável

computacionalmente. No trabalho utilizamos a fatoração incompleta da mesma conforme Marcondes *et al.* (1995).

A escolha do parâmetro m obviamente depende do problema em questão e principalmente da dimensão do mesmo. Nos experimentos numéricos alguns valores deste parâmetro são avaliados com relação ao desempenho global do método de Broyden.

3. MODELO FÍSICO

Apresenta-se nesta seção uma breve descrição do modelo empregado no presente trabalho para representar o escoamento bifásico (óleo-água) em simulação de reservatórios. Maiores detalhes podem ser encontrados em Palagi (1992).

Assumindo que existam duas fase imiscíveis no reservatório óleo(o) e água (w) e desprezando os efeitos gravitacional e de pressão capilar, a equação de conservação volumétrica para a fase p pode ser escrita como,

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\phi \frac{S_p}{B_p} \right) = \nabla \cdot [\lambda_p \nabla P] + \bar{q}_p \quad (9)$$

onde ϕ denota a porosidade e B_p o fator de formação volumétrico da fase p . P é a pressão, \bar{q}_p é a vazão volumétrica nas condições de armazenagem do reservatório por unidade de volume do reservatório e λ_p é a mobilidade da fase p , definida por

$$\lambda_p = K \frac{K_{rp}}{\mu_p B_p} \quad (10)$$

onde K é a permeabilidade absoluta do reservatório, K_{rp} é a permeabilidade relativa e μ_p é a viscosidade da fase p , respectivamente.

Escrevendo a Eq. (9) para as fases óleo e água observa-se que existem três incógnitas (S_o , S_w and P) para a existência de somente duas equações. Como equação de fechamento é empregado a equação de conservação global de massa, dada por

$$S_w + S_o = 1 \quad (11)$$

4. EQUAÇÕES DISCRETIZADAS

O reservatório foi discretizado usando malhas de Voronoi e as equações aproximadas foram obtidas através do método dos volumes finitos. Fig. 1 indica um volume de controle típico de Voronoi. Integrando a Eq. (9) no volume de controle da Fig. 1 e no tempo, obtém-se

$$\int_t \int_V \frac{\partial}{\partial t} \left(\phi \frac{S_p}{B_p} \right) dV dt = \int_t \int_V \nabla \cdot [\lambda_p \nabla P] dV dt + \int_t \int_V \bar{q}_p dV dt \quad (12)$$

e aplicando o teorema de Gauss para o primeiro termo no lado direito da Eq. (12), a seguinte equação é obtida

$$\int_t \int_V \frac{\partial}{\partial t} \left(\phi \frac{S_p}{B_p} \right) dV dt = \int_t \int_A \lambda_p \nabla P \cdot d\vec{A} + \int_t \int_V \bar{q}_p \quad (13)$$

onde $d\vec{A}$ é o vetor área elementar. Realizando a integração da Eq. (13) no volume de controle i e representando $t + dt$ by $n + 1$ a seguinte equação implícita é obtida,

$$\left(\frac{\phi V S_p}{\Delta t B_p} \right)_i^{n+1} - \left(\frac{\phi V S_p}{\Delta t B_p} \right)_i^n = \sum_{j=1}^{N_v} T_{ij} \lambda_{ij}^{n+1} (P_j^{n+1} - P_i^{n+1}) + \bar{q}_p^{n+1} \quad (14)$$

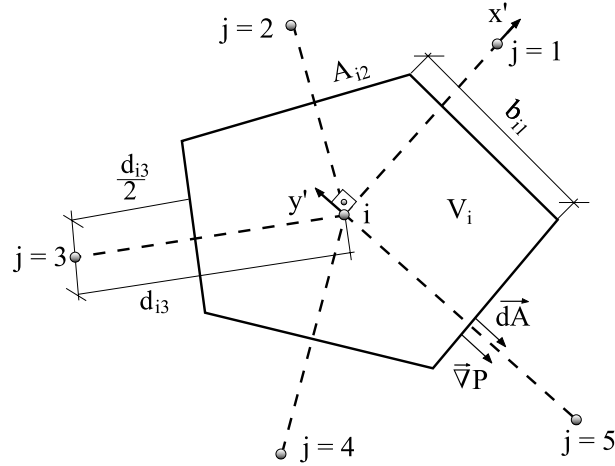


Figura 1: Volume de controle de Voronoi

O termo T_{ij} é um produto de termos geométricos e da permeabilidade absoluta e é conhecido como fator de transmisibilidade, sendo dado por,

$$T_{ij} = \left(\frac{b h K}{d} \right)_{ij} \quad (15)$$

onde d é a distância do volume i para o volume vizinho j , h and b são a altura e a largura da face ij , respectivamente e k é permeabilidade absoluta na interface ij .

5. EXPERIMENTOS NUMÉRICOS

Todos os resultados que serão apresentados nesta seção foram obtidos com os seguintes critérios de parada de uma iteração no método Quase-Newton ou Newton Inexato: 68.93 kPa para as correções de pressão e 5×10^{-3} para as correções de saturação. Ainda com relação ao método de Newton Inexato, foi usado como acelerador de convergência para

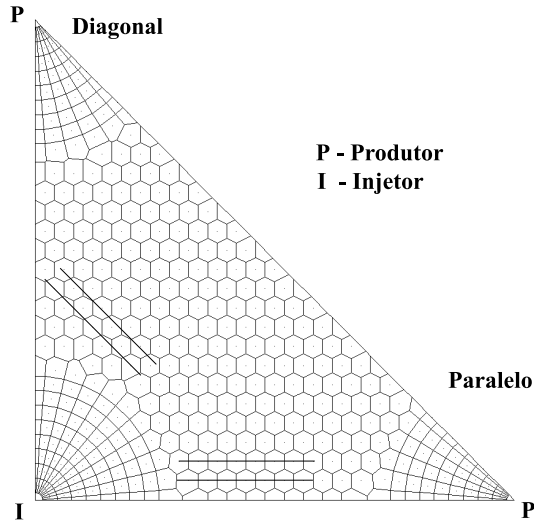


Figura 2: Malha hexagonal-híbrida com 445 volumes

o algoritmo iterativo GMRES, (Saad e Schultz (1986)) o preconditionador por fatoração incompleta de nível 1, ILU(1), (Marcondes et. all (1995)). Como critério de parada no GMRES foi empregado o seguinte critério: $\|r_k\|/\|r_o\| \leq 10^{-3}$, onde $\|r_k\|$ é a norma do resíduo na iteração k e $\|r_o\|$ é a norma do resíduo inicial. Para o método de Broyden foi utilizado $m = 20$, ou seja, recomeços a cada 20 iterações. Em todos os casos testados, exceto para a malha hexagonal-híbrida com 672 volumes, foi usado como intervalo de tempo máximo $\Delta t = 50$ dias.

O primeiro caso analisado corresponde a um quarto da geometria *five-spot*. Os dados físicos e geométricos estão listados na Tab. 1. A malha empregada é apresentada na Fig. 2. As curvas de permeabilidade relativa e razão de viscosidade são dados pela Eq. (16).

$$K_{rw} = \frac{S_w^2}{M(1 - S_w^2) + S_w^2}; \quad K_{ro} = 1 - K_{rw}; \quad M = \mu_o/\mu_w \quad (16)$$

Tab. 1 - Dados Físicos e Geométricos do Reservatório - Caso 1

Dados do Reservatório	Condição Inicial	Propriedades Físicas
$k = 12,5 \times 10^{-15} \text{ m}^2$	$S_{wi} = 0,0$	$B_o = B_w = 1 \text{ a } 0 \text{ Pa}$
$h = 6,09 \text{ m}$	$P_i = 6,893 \times 10^5 \text{ Pa}$	$P_c = 0$
$A = 1,6 \times 10^5 \text{ m}^2$	$S_{or} = 0$	$\mu_o = 10^{-3} \text{ Pa.s}$
$\phi = 0,08$		$\mu_w = 1/M \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$
$r_w = 0,0914 \text{ m}$		$c_o = c_w = 1,45 \times 10^{-9} \text{ Pa}^{-1}$
		$ \bar{q}_{11} = \bar{q}_{w1} = 1,10 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$

A Fig. 3 apresenta a recuperação de óleo adimensional (VOR) nos poços diagonal e paralelo para $M=10$ e 50 . Pode-se observar que os resultados apresentaram uma excelente concordância com aqueles obtidos pelo método de Newton Inexato.

A Tab. 2 apresenta dados mais realistas do ponto de vista de reservatório de petróleo. O reservatório é composto de oito poços, sendo 06 produtores e 02 injetores. As curvas de permeabilidade relativa e viscosidades são dadas pelas Eqs. (17) e (18), respectivamente.

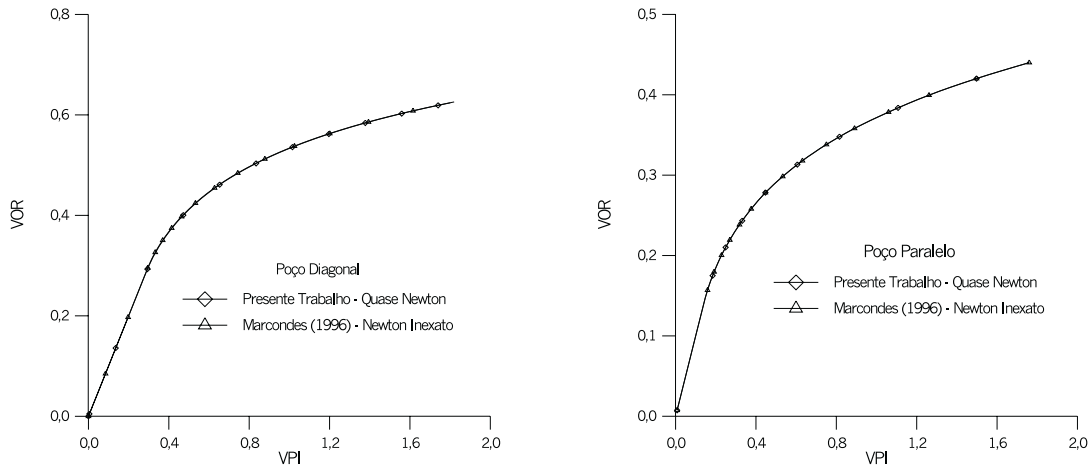


Figura 3: Recuperação dos poços diagonal - $M = 10$ e paralelo - $M = 50$

Para este caso foram testadas dois tipos de malhas. Uma malha hexagonal híbrida com 672 volumes e uma malha hexagonal com 559 volumes (Fig. 4). A localização dos poços é a mesma para ambas as malhas.

Tab. 2 - Dados Físicos e Geometricos do Reservatório - Caso 2

Dados do Reservatório	Condição Inicial	Propriedades Físicas
$k = 3,0 \times 10^{-13} \text{ m}^2$ $h = 15 \text{ m}$ $A = 1,82 \times 10^6 \text{ m}^2$ $\phi = 0,30$ $r_w = 0,122 \text{ m}$	$S_{wi} = 0,20$ $P_i = 2,413 \times 10^7 \text{ Pa}$ $S_{or} = 0,20$	$B_o = B_w = 1$ a $2.068427 \times 10^7 \text{ Pa}$ $P_c = 0$ $c_o = c_w = 7,25 \times 10^{-12} \text{ Pa}^{-1}$ $\bar{q}_{p1} = \bar{q}_{p3} = -9,2 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ $\bar{q}_{p2} = -1,1 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ $\bar{q}_{p4} = -5,52 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ $\bar{q}_{p5} = \bar{q}_{p6} = -7,36 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ $\bar{q}_{i1} = 2,94 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ $\bar{q}_{i2} = 2,024 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

$$K_{rw} = (S_w - 0.2)(-250S_w^2 + 325S_w - 55)/27; \quad K_{ro} = 1 - K_{rw} \quad (17)$$

$$\mu_w = 10^{-3}(1 + 1.45 \times 10^{-12}(P - 1.37 \times 10^7)); \quad \mu_o = 1.163\mu_w [\text{Pa}\cdot\text{s}] \quad (18)$$

Para a malha hexagonal-híbrida da Fig. 4 foi observado oscilações nos cortes de água, curvas de recuperação, etc. Neste caso, foi necessário reduzir o valor de Δt_{max} . Soluções fisicamente consistentes só foram obtidas com $\Delta t_{max} = 3$ dias. Este fato deve ser explicado considerando a natureza da matriz Jacobiana, que é bastante esparsa devido ao elevado número de poços radiais. Foram realizados alguns testes com a fatoração incompleta maior do que 1, sem contudo ter-se obtido convergência para $\Delta t_{max} = 50$ dias. Soluções fisicamente consistentes só foram obtidas para $\Delta t_{max} = 3$ dias. Testes estão, no momento, sendo realizados na tentativa de melhorar a performance do método. A Fig. 5 apresenta curvas de corte de água no poço 5 para as malhas hexagonal e hexagonal-híbrida. Os resultados são apresentados para o corte de água por ser este parâmetro mais sensível a

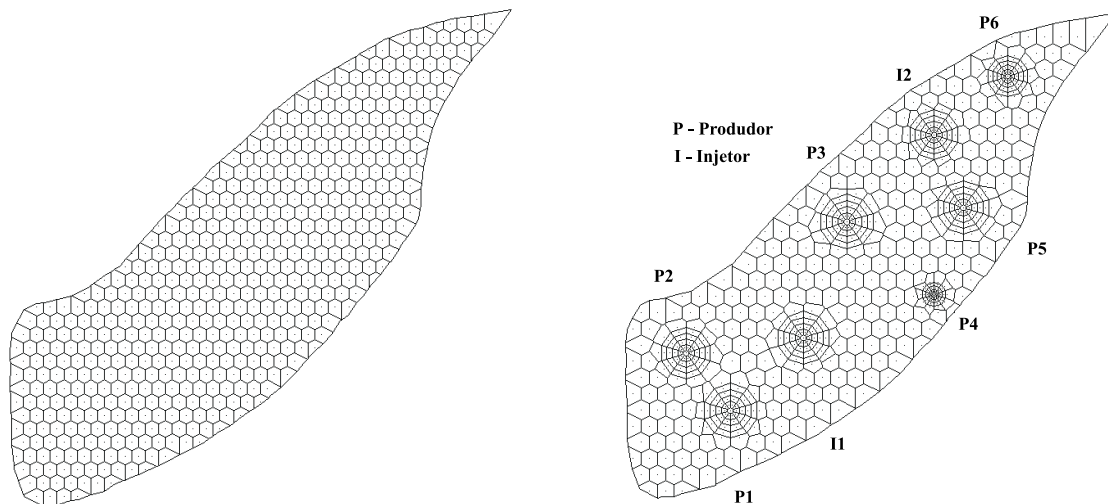


Figura 4: Malhas hexagonal com 559 volumes e hexagonal-híbrida com 672 volumes

evolução da solução. Pode-se notar que novamente a concordância do Quase-Newton com o Newton Inexato é bastante próxima.

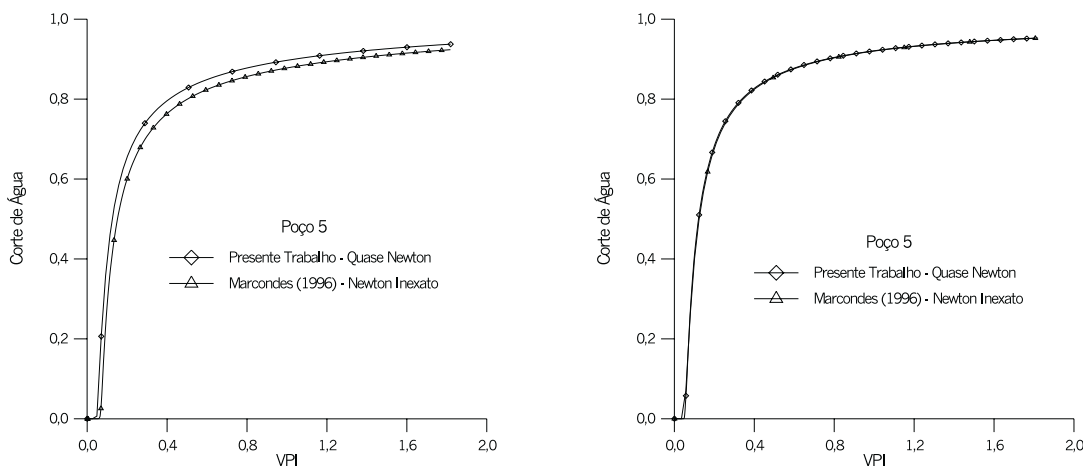


Figura 5: Recuperação do poço 5 - Malhas hexagonal e hexagonal-híbrida

6. CONCLUSÕES

O presente trabalho aplicou o método Quase-Newton de Broyden para a solução de problemas de reservatório de petróleo usando malhas não-estruturadas de Voronoi. Os resultados foram comparados com soluções usando o GMRES com uma fatoração incompleta e mostraram uma excelente concordância. No entanto, verificou-se que o Quase-Newton foi bastante sensível a estrutura da malha, o que por sua vez afeta sobremaneira a estrutura do Jacobiano. Testes estão sendo realizados na tentativa de evitar a divergência da solução com intervalos de tempos maiores, e portanto, melhorar a eficiência do método.

7. REFERÊNCIAS

- Broyden, C.G., 1965, “A class of methods for solving nonlinear simultaneous equations”, *Mathematics of Computation*, Vol. 19, pp. 577-593.
- Dennis Jr., J. E. and Schnabel, R. B., 1983, “Numerical Methods for Unconstrained Optimization and Nonlinear Equations”, Prentice Hall, Englewood Cliffs.
- Golub G. and C. F. Van Loan, 1996, “Matrix Computation” The John Hopkins University Press, Baltimore London, 3rd. Ed., University Press.
- Marcondes, F., 1996, “Solução Numérica Usando Métodos Adaptativos-Implícitos e Malha de Voronoi de Problemas de Reservatórios de Petróleo, Tese de Doutorado, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, UFSC, Brasil.
- Marcondes, F., Zambaldi, M. C. Z e Maliska, C. R., 1995, “Comparação de Métodos Não Estacionários em Malhas Não Estruturadas na Solução de Problemas de Petróleo”, *Anais do XIII Cong. Bras. de Eng. Mecânica*, Belo Horizonte, Brasil.
- Palagi, C., 1992 “Generation and Application of Voronoi Grid to Model Flow in Heterogeneous Reservoirs”, PhD dissertation, Stanford University, Stanford.
- Kozakevich D. N. and M. C. Zambaldi, 1999, “Quasi-Newton Methods with Incomplete Factorizations for Some Nonlinear Predominant Convection-Diffusion Problems” Tech. Rep. 01/99. Depto. Math. Federal University of Santa Catarina, Brasil.
- Saad Y., and Schultz M. H., 1986, “GMRES: A General Minimal residual Algorithm for Solving Nonsymmetric Linear Systems”, *SIAM J. Sci. Stat. Comput.*, Vol. 7, pp 857-869.
- Zambaldi, M. C., 1993, “Novos Resultados Sobre Fórmulas Secantes e Aplicações”, Tese de Doutorado, IMECC, UNICAMP, Brasil.

MODELO VISCO-ELÁSTICO DA CAMADA DE CONTATO MECÂNICO DE UM MOTOR POR ONDAS PROPAGANTES.

Adolfo Gomes Marto

Pablo Siqueira Meirelles

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Mecânica Computacional, 59072-970, Campinas, SP, Brasil. E-mail: agmarto@fem.unicamp.br

Resumo

Este trabalho estuda o contato mecânico entre rotor e estator em motores por ondas propagantes. Uma fina camada de contato colada ao rotor é modelada como um material viscoelástico. O modelo de contato considera o fenômeno de agarramento e deslizamento, ou *stick-slip*. As tensões de contato e os campos de velocidade são desenvolvidos analiticamente. Um algoritmo numérico foi implementado para aplicar este modelo em um motor já em funcionamento.

Palavras-chave: onda propagante, contato mecânico, camada viscoelástica

1. INTRODUÇÃO

Motores ultra-sônicos utilizam forças de atrito para funcionarem. Esses motores são compostos basicamente de dois corpos em contato, rotor e estator. Um dos corpos, geralmente o estator, vibra a uma frequência acima da audível. As forças de contato entre os corpos produzem as forças de acionamento. (Marto, 1997) apresenta alguns princípios de funcionamento desses motores. O motor ultra-sônico por ondas propagantes, ou *Traveling Wave Ultrasonic Motor*, é o mais promissor entre esses por apresentar características como: uma construção simples, elevado torque por unidade de massa e velocidade reduzida, além de ser silencioso.

O motor ultra-sônico por ondas propagantes foi criado por Sashida em 1982 e citado em Sashida, 1993. O estator e rotor tem forma de anel ou disco. No estator são excitados dois modos degenerados, com uma diferença de fase no tempo, produzindo ondas propagantes. As ondas propagantes geram deslocamentos elípticos na superfície de contato. O rotor é pressionado contra o estator e as forças de atrito transformam os esforços tangenciais provocados pelos deslocamentos elípticos em força de acionamento. Uma camada de contato é colada ao rotor para melhorar o desempenho da transmissão das forças de contato. O funcionamento desse tipo de motores é apresentado em detalhes por (Marto & Meirelles, 1999).

(Hagedorn & Wallaschek, 1992) apresentam um modelo matemático do estator. O modelo analisa os modos naturais do estator pela teoria de placas de Kirchhoff, sem considerar a influência do contato com o rotor. (Cao & Wallaschek, 1995) desenvolvem um modelo viscoelástico da camada de contato colada ao rotor. Esse modelo considera a rigidez da camada bem menor que a rigidez do estator. Com isso, considera-se que a onda propagante não se deforma com a pressão do rotor.

Este trabalho apresenta o modelo viscoelástico, juntamente com uma implementação numérica para simular o comportamento de um motor por onda propagantes. Os parâmetros do motor foram extraídos de um protótipo sônico já em funcionamento. A camada de contato teve seus parâmetros estimados. Assim uma análise qualitativa é comparada com o modelo de (Cao & Wallaschek, 1995).

2. MODELO VISCOELÁSTICO DA CAMADA DE CONTATO

Os deslocamentos transversais de um disco ou anel submetido a uma onda propagante de forma co-senoidal são descritos em coordenadas cilíndricas pela equação 1.

$$w(r, \theta, t) = R(r) \cos(\omega t - k \theta) \quad (1)$$

A onda de comprimento de onda λ e frequência f possui a frequência angular dada por $\omega = 2\pi f$ e o número de onda por $k = 2\pi/\lambda$.

Considerando que o contato aconteça ao longo do diâmetro externo do anel (estator) e que a razão entre o diâmetro externo e interno seja bem menor que o comprimento circunferencial, o sistema de coordenada cilíndrica pode ser modificado para retangular mediante a transformação $x = r\theta$. Assim os deslocamentos transversais podem ser descritos pela equação 2.

$$w(x, t) = A_w \cos(\omega t - k x) \quad (2)$$

(Martó & Meirelles, 1999) apresentam a trajetória dos pontos da superfície de contato do estator. Os deslocamentos tangenciais do estator, agora longitudinais no sistema de coordenadas adotado, são descritos pela equação da viga de Euler-Bernoulli, como na equação 3.

$$u_s(x, t) = a \frac{\partial w(x, t)}{\partial x} = -a k \sin(\omega t - k x) \quad (3)$$

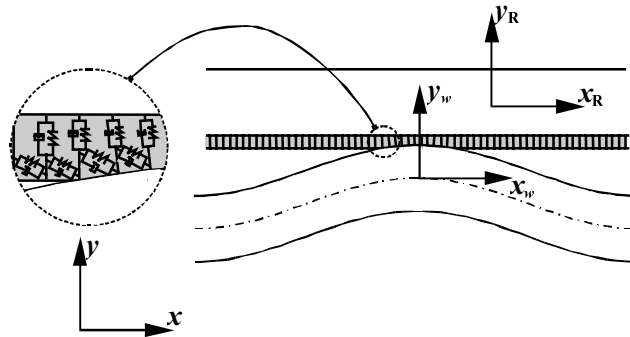


Figura 1 Contato da onda propagante com o rotor

Para facilitar a abordagem do contato, três sistemas de referência são adotados, como apresentado na figura (1). O referencial absoluto, $x y$, independente dos movimentos ocorridos no estator ou rotor. Um sistema fixo na onda propagante, $x_w y_w$, e um sistema fixo ao rotor, $x_R y_R$. As relações entre os sistemas são dadas por (4) e (5), respectivamente

$$x_w = x - v_w t \quad (4)$$

$$x_R = x - v_R t \quad (5)$$

A velocidade relativa entre os sistemas da onda do rotor é a diferença entre a velocidade da onda, v_w , e a velocidade do rotor, v_R , ambas no referencial absoluto

$$v = v_w - v_R \quad (6)$$

A velocidade de propagação da onda é função do comprimento da onda e da frequência

$$v_w = \lambda f \quad (7)$$

No referencial da onda, a velocidade tangencial dos dentes no estator é expressa por (8)

$$\frac{d u_S(x_w, t)}{d t} = \frac{\partial u_S(x_w, t)}{\partial x_w} \frac{d x_w}{d t} \Rightarrow V_{u_S}(x_w) = -a k^2 v_w \cos(\omega t - k x_w) \quad (8)$$

Para calcular o deslocamento tangencial da superfície de contato do rotor expresso em (9), a deformação da camada, apresentada pela figura 2, é analisada no referencial do rotor.

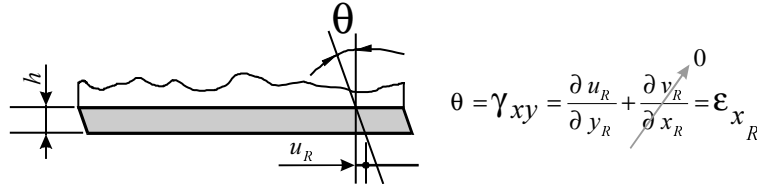


Figura 2 Deformação da camada de contato

$$\theta \cong \epsilon_{x_R} \Rightarrow u_R = h \epsilon_{x_R} \quad (9)$$

A velocidade tangencial da superfície de contato do rotor, no mesmo referencial, é obtida em (10).

$$V_{u_R}(x_R) = \frac{\partial u_R}{\partial t} = \frac{\partial u_R}{\partial x_R} \frac{d x_R}{d t} = h \epsilon'_{x_R} v_R \quad (10)$$

Como o interesse é estudar o contato mecânico no referencial da onda propagante, a velocidade tangencial da superfície de contato do rotor é transformada para esse referencial, equação (11):

$$V_{u_R}(x_w) = v_R + h \epsilon'_{x_R} v \quad (11)$$

A distribuição de pressão de contato sobre o rotor é função da deformação normal ao contato. No referencial da onda propagante essa distribuição de pressão é dada por (14)

$$p(x_w) = E \epsilon_z(x_w) \quad (12)$$

$$\epsilon_z = \frac{A_w}{h} [\cos(k x_w) - \cos(k L)] \quad \text{de} \quad -L \leq x_w \leq L \quad (13)$$

$$p(x_w) = E \frac{A_w}{h} [\cos(k x_w) - \cos(k L)] \quad \text{de} \quad -L \leq x_w \leq L \quad (14)$$

Assim a força normal de contato por período é expresso por (15)

$$F_N = \int_S p(x_w) ds \Rightarrow F_N = b \frac{E A_w}{h} \int_{-L}^L [\cos(k x_w) - \cos(k L)] dx_w \quad (15)$$

A condição de contato depende da pressão de contato local. As partes em contato, do rotor e do estator, se movimentam solidariamente quando a tensão devido aos esforços tangenciais são menores que o atrito estático local. A velocidade relativa entre as partes, dada por (16), é nula. Quando há uma velocidade relativa o esforço de atrito estático é insuficiente para equilibrar os esforços tangenciais. Uma parte escorrega sobre a outra. As condições de agarramento ou de escorregamento são previstas pela lei de Coloumb e apresentadas pelas equações (17) e (18) respectivamente.

$$v_{rel} = v_{u_r} - v_{u_s} \quad (16)$$

$$|\tau(x_w)| \leq \mu_o p(x_w) \quad ; \quad v_{rel} = 0 \quad (17)$$

$$|\tau(x_w)| \leq \mu_d p(x_w) \quad ; \quad v_{rel} \neq 0 \quad (18)$$

2.1 Escorregamento

Os esforços tangenciais durante o escorregamento, dados por (19), são limitados pelo esforço de atrito dinâmico local

$$\tau(x_w) = -\text{sign}(v_{rel}) Q [\cos(k x_w) - \cos(k L)] \quad \text{de} \quad -L \leq x_w \leq L \quad (19)$$

A constante de contato Q é dada por (20)

$$Q = \mu_d \frac{E A}{h} \quad (20)$$

A função $\text{sign}(v_{rel})$, dada por (21), define o sentido do escorregamento

$$\text{sign}(v_{rel}) = \frac{v_{uR} - v_{uS}}{|v_{uR} - v_{uS}|} \quad (21)$$

As deformações durante o escorregamento são deduzidas a partir da equação diferencial expressa por (22)

$$m \ddot{\mathcal{E}}(x_w, t) + \gamma \dot{\mathcal{E}}(x_w, t) + G \mathcal{E}(x_w, t) = \tau(x_w, t) \quad (22)$$

Os parâmetros de inércia m , de amortecimento γ e de rigidez G são dimensionados por unidade de comprimento como pode ser observado na análise dimensional (23)

$$\begin{aligned} [\tau(x_w)] &= \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \\ [G \mathcal{E}(x_w)] &= \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \Rightarrow [G] = \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right] \left[\frac{1}{\text{m}} \right] \\ [\gamma \dot{\mathcal{E}}(x_w)] &= \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \Rightarrow [\gamma] = \left[\frac{\text{Ns}}{\text{m}} \right] \left[\frac{1}{\text{m}} \right] \\ [m \ddot{\mathcal{E}}(x_w)] &= \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \Rightarrow [m] = \left[\frac{\text{Ns}^2}{\text{m}} \right] \left[\frac{1}{\text{m}} \right] \end{aligned} \quad (23)$$

A solução da equação diferencial do escorregamento é obtida em duas etapas. A solução da homogênea é expressa por (24)

$$\mathcal{E}_h(x_w, t) = C_1 e^{\alpha t} \cos(\beta t) + C_2 e^{\alpha t} \text{sen}(\beta t) \quad (24)$$

com as constantes essenciais dadas por (25)

$$\alpha = -\frac{\gamma}{2m} \quad \beta = \sqrt{\frac{G}{m} \sqrt{1 - \frac{\gamma^2}{4mG}}} \quad (25)$$

Para que estas deformações possam ser analisadas com o referencial da onda propagante é necessário que o tempo (absoluto) desde o início do escorregamento seja transformado na distância percorrida pela onda desde a posição do início do escorregamento, como em (26):

$$t = \frac{x_w - x}{v_w} \quad (26)$$

A solução particular, dada por (27), corresponde à deformação que a onda propagante impõe à camada de contato

$$\mathcal{E}_p(x_w, t) = -\text{sign}(v_{rel}) [A \cos(k x_w) + B \text{sen}(k x_w) + C \cos(k L)] \quad (27)$$

As constantes A, B e C são dadas por (28), (29) e (30).

$$A = \frac{Q(G - m k^2 v_w^2)}{G^2 - (\gamma^2 - 2 G m) k^2 v_w^2 + m^2 k^4 v_w^4} \quad (28)$$

$$B = -\frac{Q \gamma k v_w}{G^2 - (\gamma^2 - 2 G m) k^2 v_w^2 + m^2 k^4 v_w^4} \quad (29)$$

$$C = -\frac{Q}{G} \quad (30)$$

A solução geral das deformações ocorridas durante o escorregamento é expressa em (31)

$$\mathcal{E} = \mathcal{E}_h + \mathcal{E}_p =$$

$$C_1 e^{\alpha \left(\frac{x_w - x}{v_w} \right)} \cos \left(\beta \frac{x_w - x}{v_w} \right) + C_2 e^{\alpha \left(\frac{x_w - x}{v_w} \right)} \text{sen} \left(\beta \frac{x_w - x}{v_w} \right) - \text{sign}(v_{rel}) [A \cos(k x_w) + B \text{sen}(k x_w) + C \cos(k L)] \quad (31)$$

As constantes essenciais, expressas em (32), são determinadas a partir das condições de contorno dadas pelas equações (33) e (34) no início do escorregamento. Neste instante, a deformação e sua taxa de variação em relação a x são conhecidas

$$C_1 = \text{sign}(v_r) [A \cos(k x) + B \text{sen}(k x) + C \cos(k L)] + \psi$$

$$C_2 = -\frac{1}{\beta} \left\{ \text{sign}(v_r) \alpha [A \cos(k x) + B \text{sen}(k x) + C \cos(k L)] + \alpha \psi + \right. \quad (32)$$

$$\left. + \text{sign}(v_r) k v_w [B \cos(k x) - A \text{sen}(k x)] + \iota v_w \right\}$$

$$\mathcal{E}(x_w, 0) = \psi \Rightarrow C_1 + A \cos(k x_w) + B \text{sen}(k x_w) + C \cos(k L) = \psi \quad (33)$$

$$\mathcal{E}'(x_w, 0) = \iota \Rightarrow -\frac{\alpha C_1 + \beta C_2}{v_w} - \text{sign}(v_r) k [A \text{sen}(k x_w) - B \cos(k x_w)] = \iota \quad (34)$$

2.2. Agarramento

Os pontos da camada de contato do rotor possuem a mesma velocidade de contato da superfície de contato do estator quando existe agarramento

$$v_{u_R}(x_w) = v_{u_S}(x_w) \quad (35)$$

Assim, pela igualdade de velocidades dada por (35) e pela equação (10), a variação da deformação local em relação à onda propagante é expressa por (36). A deformação local é facilmente obtida em (37).

$$\mathcal{E}'(x_w) = -\frac{1}{h} \frac{v_R}{v} - a \frac{A_w k^2}{h} \frac{v_w}{v} \cos(k x_w) \quad (36)$$

$$\mathcal{E}(x_w) = -\frac{1}{h} \frac{v_R}{v} x_w - a \frac{A_w k}{h} \frac{v_w}{v} \text{sen}(k x_w) + D \quad (37)$$

$$\mathcal{E}''(x_w) = a \frac{A_w k^3}{h} \frac{v_w}{v} \text{sen}(k x_w) \quad (38)$$

Como existe agarramento entre as partes, a equação (22) não depende do tempo no referencial da onda propagante, podendo ser rescrita por (39). Substituindo as equações (36), (37) e (38) em (39) obtém-se a tensão de deformação ao longo do agarramento (40).

$$m v_w^2 \mathcal{E}''(x_w, t) + \gamma v_w \mathcal{E}'(x_w, t) + G \mathcal{E}(x_w, t) = \tau(x_w, t) \quad (39)$$

$$\tau(x_w) = \left[a \frac{A_w k}{h} \frac{v_w}{v} (m v_w^2 k^2 - G) \right] \text{sen}(k x_w) - \gamma a \frac{A_w k^2}{h} \frac{v_w^2}{v} \cos(k x_w) + \frac{v_w v_R}{h} - \frac{G v_R}{h} x_w + G D \quad (40)$$

A constante D, dada por (42), é calculada da condição de contorno no início do agarramento apresentada em (41). As tensões de escorregamento e agarramento são iguais neste instante.

$$\tau(\xi_i)_{\text{escorregamento}} = \tau(\xi_i)_{\text{agarramento}} \quad (41)$$

$$D = \tau(\xi_i) + \frac{a}{G} \frac{A_w k^2}{h v} \cos(k \xi_i) + a \frac{A_w k}{h} \frac{v_w}{v} \left(1 - \frac{k^2 m v_w^2}{G} \right) \text{sen}(k \xi_i) + \frac{v_R}{h v} \xi_i + \frac{\gamma}{G} \frac{v_w}{h v} v_R \quad (42)$$

Após o final do contato o comportamento das deformações é descrito pela solução homogênea apresentada no desenvolvimento do modelo de escorregamento.

3. RESULTADOS NUMÉRICOS

Para implementar numericamente o modelo viscoelástico, foi desenvolvido um algoritmo cujo diagrama de blocos é apresentado na figura (3).

O algoritmo determina na região de contato as zonas de escorregamento e agarramento. As zonas de escorregamento são determinadas pela diferença de velocidade relativa, até se igualarem. Quando as velocidades relativas se igualam, existe um agarramento até que as forças de atrito não suportam os esforços tangenciais, voltando a escorregar. Para verificar a condição de agarramento, as tensões tangenciais são comparadas as forças distribuídas máximas de atrito, dadas pela lei de atrito de Coulumb. O perfil de velocidade e o campo de tensões são apresentados na figura(4)

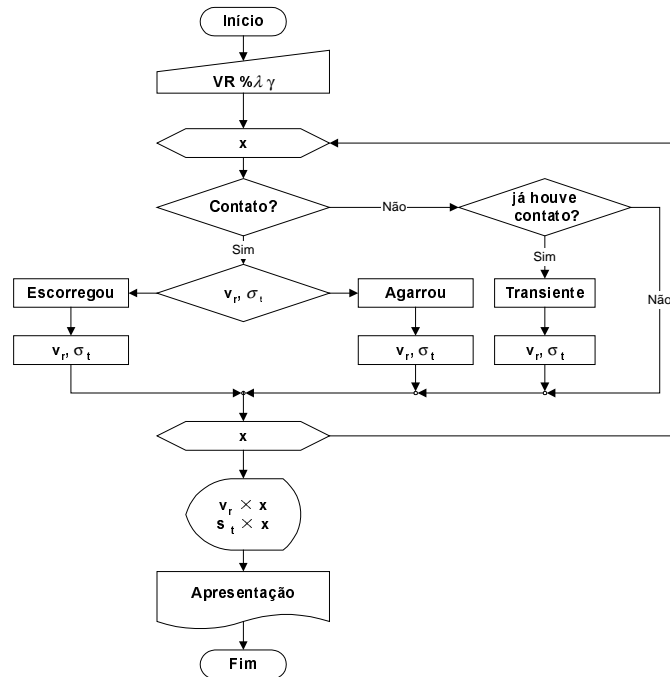


Figura 3 Diagrama de blocos da implementação numérica do comportamento dinâmico da camada de contato colada ao rotor

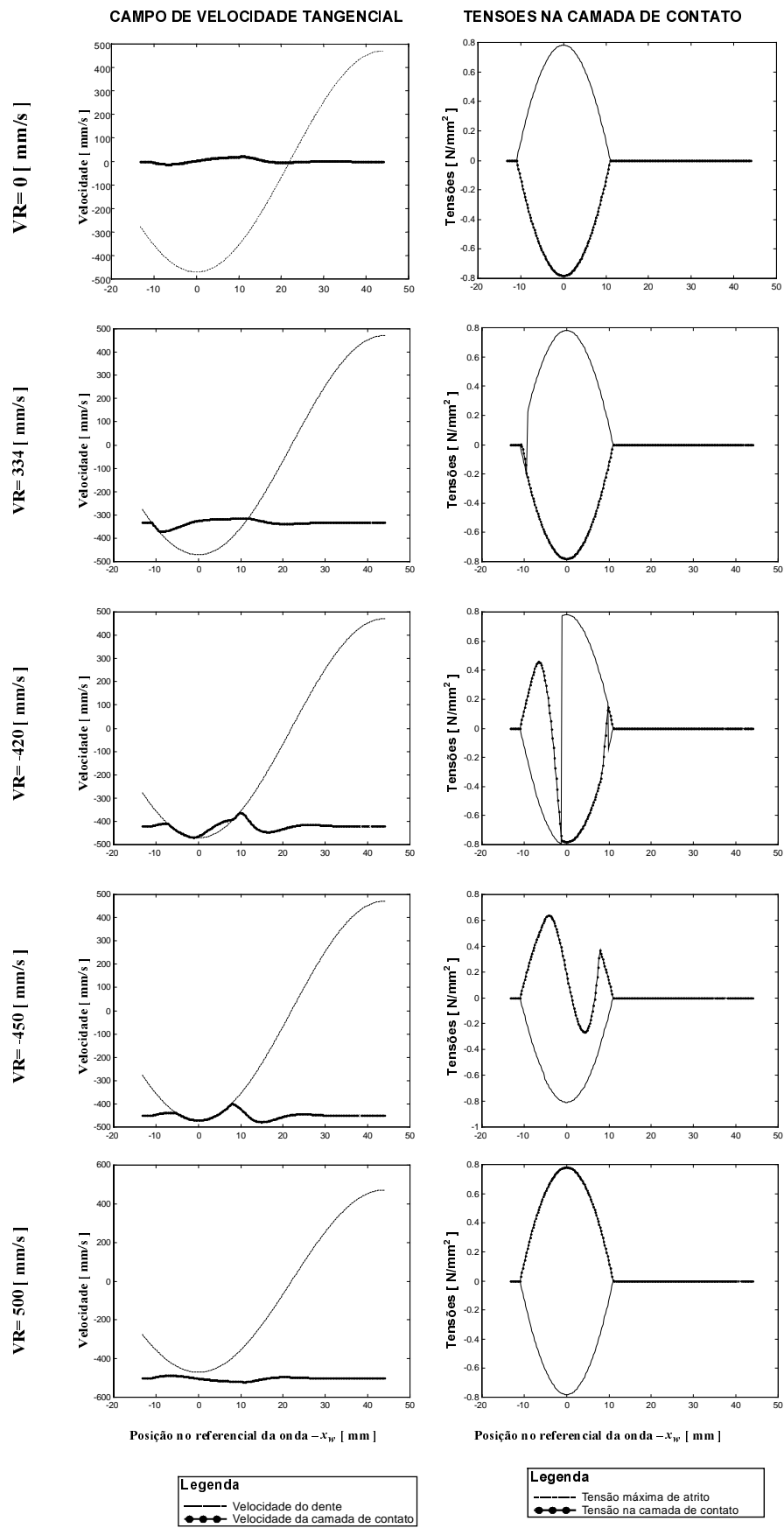


Figura 4 Campo de velocidades tangenciais e de tensões na camada de contato colada ao rotor

4. CONCLUSÃO

Este trabalho possibilitou a implementação numérica de um modelo dinâmico de uma camada de contato colada ao rotor em motores por ondas propagantes. Os resultados numéricos são coerentes e aproximam-se qualitativamente com os apresentados por (Cao & Wallaschek, 1995).

Na figura , pode-se observar que quando o rotor está travado, a camada de contato sofre apenas escorregamento, da mesma forma que quando o rotor é forçado a girar a uma velocidade superior a velocidade do dente na crista da onda, ($VR=500$ [mm/s] no caso estudado). Contudo, o campo de velocidades inicia uma aproximação da velocidade do dente e depois têm um comportamento amortecido. Esse comportamento é percebido toda vez que apenas há escorregamento.

Quando há o agarramento, o perfil de velocidades muda e com ele o perfil de tensões. Dependendo da situação pode haver um novo intervalo de escorregamento. Nesta situação, por exemplo com $VR=420$ [mm/s], o dente não é mais capaz de agarrar a camada de contato, apesar de passarem pela pressão máxima de contato. Em outras situações existe escorregamento apenas no início e no final do contato.

Assim este estudo apresenta a importância da velocidade de operação sobre o desempenho do motor, e principalmente sobre o desgaste, que será mais acentuado quanto maior for o escorregamento.

5. BIBLIOGRAFIA

- Cao, X.; Wallaschek, J., 1995 Estimation of the tangential stresses in the stator/rotor contact of travelling wave ultrasonic motor using visco-elastic foundation models. In: INTERNATIONAL CONFERENCE CONTACT MECHANICS, 2, Ferrara, Italy.
- Hagedorn, P.; Wallaschek, J., 1992 Travelling wave ultrasonic motors, part I: working principle and mathematical modelling of the stator. *Journal of Sound and Vibration*. v. 168, n.1, p. 31-46.
- Marto, A. G., 1997 *Motores ultra-sônicos: princípios de funcionamento e características* Guaratinguetá, 145 p.(Dissertação de Mestrado) UNESP – Guaratinguetá.
- Marto, A. G.; Meirelles, P. S., 1999 Motor por ondas propagantes In: CD-Rom do *Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica – COBEM*
- Sashida, T.; Kenjo, T., 1993 *An Introduction to Ultrasonic motors*. Oxford: Claredon Press. 242 p.

AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM EVAPORADORES *ROLL-BOND*

Christian Johann Losso Hermes

Cláudio Melo

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica
Caixa Postal 476, 88.040-900, Florianópolis, SC. e-mail: hermes@nrva.ufsc.br

Cezar Otaviano Ribeiro Negrão

Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná, Departamento Acadêmico de Mecânica
Av. 7 de Setembro 3165, 80.230-901, Curitiba, PR. e-mail: negrao@energia.damec.cefetpr.br

Resumo

O foco do presente trabalho reside na modelagem matemática e na análise numérica da transferência de calor e do escoamento de fluidos refrigerantes em evaporadores *roll-bond*. O modelo matemático é dividido em dois sub-modelos: (1) modelo de difusão bidimensional de calor na placa evaporadora e (2) modelo unidimensional do escoamento de refrigerante através do canal do evaporador. O modelo baseia-se nas equações da conservação da massa e da energia na sua forma diferencial e em correlações empíricas para estimar os coeficientes interno e externo de transferência de calor. A partir do fluxo de massa, da pressão de evaporação e da entalpia do refrigerante na entrada do evaporador, o modelo estima a distribuição de temperatura na placa e no refrigerante.

Palavras-chave: Simulação Numérica, Transferência de Calor, Evaporadores *roll-bond*

1. INTRODUÇÃO

O esgotamento dos recursos naturais, a necessidade de fontes energéticas não poluentes e o baixo desempenho termodinâmico de alguns equipamentos fazem da questão energética um dos mais graves problemas ambientais da atualidade. Segundo dados do PROCEL (1998), Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica do governo brasileiro, a refrigeração é responsável por aproximadamente 32% do consumo residencial e 17% do consumo comercial, o que totaliza 11% do consumo total de energia elétrica no Brasil. Este consumo deve-se às irreversibilidades termodinâmicas inerentes aos processos de transferência de calor e de escoamento do fluido refrigerante no interior dos componentes do sistema de refrigeração. A compreensão destes processos é de fundamental importância para o desenvolvimento de sistemas mais eficientes.

O consumo de energia de um refrigerador depende do desempenho de cada um de seus componentes: compressor, condensador, evaporador, dispositivo de expansão, da carga de refrigerante e das condições dos ambientes interno e externo ao gabinete. Jakobsen (1995) analisou as influências de cada componente na eficiência global do sistema de refrigeração e concluiu que o evaporador é o componente mais relevante, o que justifica o enfoque do presente trabalho.

Na maioria dos refrigeradores brasileiros, o evaporador é do tipo *roll-bond*, ou seja, formado por duas placas planas de alumínio justapostas através de um processo de caldeamento, originando canais por onde escoam o refrigerante, como mostrado na figura 1a.

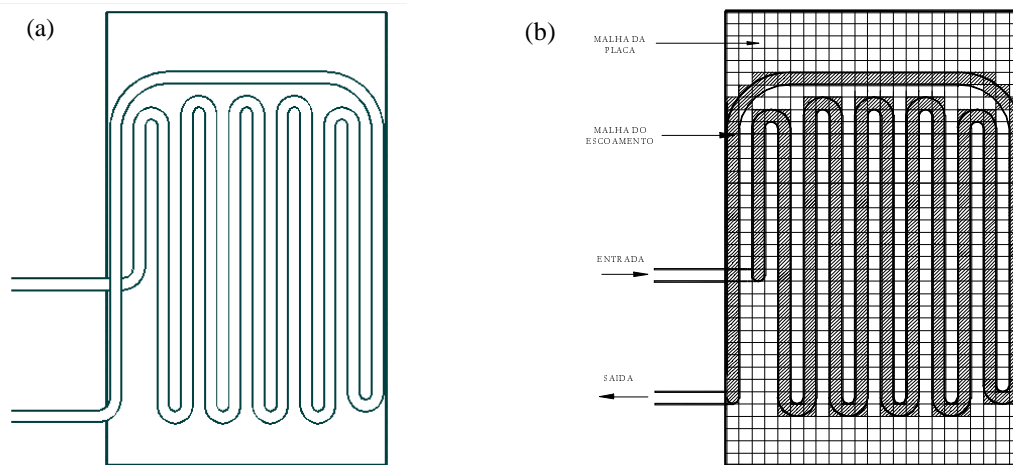


Figura 1. Evaporador modelado: (a) domínio físico e (b) domínio computacional

O efeito da inclinação sobre o coeficiente global de transferência de calor, UA , de um evaporador *roll-bond* foi estudado por Silva (1998), através da utilização de transdutores de fluxo de calor. Silva (1998) também observou que as trocas radiativas entre o evaporador e as paredes internas do gabinete refrigerado são significativas, resultados estes que foram posteriormente confirmados por Klein (1998). Um outro trabalho inédito, e também de caráter experimental, foi realizado por Melo et al. (1998), onde foram testadas placas com diferentes geometrias de canais, entre as quais se destaca a apresentada na figura 1a, foco do presente trabalho. Os procedimentos experimentais, apesar de permitirem determinar o comportamento físico do evaporador em condições reais, representam um aumento significativo no tempo e no custo de desenvolvimento de novos produtos. Tais testes são realizados em câmaras com temperatura e umidade controladas, exigindo um tempo médio de 24 horas se considerados tanto o tempo necessário à estabilização da câmara como o tempo para a realização de cada ensaio.

Neste contexto, fica evidente a necessidade do desenvolvimento de modelos numéricos capazes de caracterizar o comportamento térmico de evaporadores *roll-bond*. Entretanto, nenhum registro de modelos deste tipo foi encontrado na literatura especializada. Este trabalho procura preencher esta lacuna, apresentando um estudo numérico da transferência de calor em evaporadores *roll-bond* operando em regime permanente. O modelo desenvolvido foi aplicado à placa evaporadora mostrada na figura 1a, podendo, contudo, ser aplicado à outras geometrias de evaporador.

2. MODELAGEM MATEMÁTICA

2.1 Hipóteses Simplificativas

O modelo do evaporador foi dividido em dois sub-modelos: placa evaporadora e escoamento de fluido refrigerante. O modelo do escoamento se aplica tanto para a região de vapor superaquecido como para a região de escoamento bifásico.

Na modelagem do evaporador, considerou-se difusão bidimensional na placa nas direções vertical e horizontal. As duas placas justapostas que formam o evaporador *roll-bond* foram modeladas como uma única placa plana vertical, desconsiderando-se o relevo dos canais e a

resistência térmica de contato. As áreas interna e externa de troca de calor foram consideradas iguais.

O escoamento de refrigerante foi considerado unidimensional, laminar e plenamente desenvolvido. O canal foi considerado reto. Tanto a dissipação viscosa como a difusão axial de calor foram desprezadas. As variações de energia cinética e potencial também foram consideradas desprezíveis. A perda de carga ao longo do evaporador foi também desconsiderada. Na região de saturação, o escoamento foi considerado homogêneo.

2.2 Equações Fundamentais

A equação da energia aplicada a um elemento diferencial de volume da placa plana bidimensional representada na figura 1a, assume a seguinte forma:

$$\frac{\partial^2 T_{evap}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{evap}}{\partial y^2} + \frac{1}{kw} [2\lambda_e (\bar{T}_{gab} - T_{evap}) - 2\lambda_i (T_{evap} - T_{ref}) + q''_{rad}] = 0 \quad (1)$$

onde λ_i e λ_e representam, respectivamente, os coeficientes interno e externo de troca de calor no evaporador; \bar{T}_{gab} , T_{ref} e T_{evap} indicam, respectivamente, a temperatura média do gabinete, a temperatura local do refrigerante e a temperatura local da placa evaporadora; w é a espessura da placa; k é a condutividade térmica do alumínio; e q''_{rad} representa as trocas radiativas líquidas entre o evaporador e as paredes internas do gabinete. A equação (1) aplica-se aos pontos da placa onde há escoamento interno de refrigerante. Nos pontos onde não há escoamento interno, o termo de troca de calor com o refrigerante deve ser desconsiderado. Como esta equação é elíptica nas direções x e y , fazem-se necessárias duas condições de contorno para cada direção. Assumiu-se, portanto, que não há transferência de calor nas bordas da placa, ou seja, as bordas são isoladas. Esta hipótese é bastante razoável, visto que a área de troca de calor neste região é ínfima se comparada com a área da placa.

Escrevendo as equações de conservação da massa e da energia para um elemento unidimensional de fluido escoando no interior dos canais do evaporador, tem-se:

$$\frac{dG}{dz} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{d}{dz}(Gh) = \lambda_i \frac{P_i}{A} (T_{evap} - T_{ref}) \quad (3)$$

onde G e h são, respectivamente, a vazão mássica de refrigerante por unidade de área e a entalpia específica; A é a área da seção transversal do canal e P_i o perímetro interno. Como condições de contorno, devem ser fornecidas ao modelo o fluxo de massa, a pressão de evaporação e a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador.

Considerando uma temperatura média para cada superfície do gabinete e desprezando a parcela de radiação refletida pelo evaporador, pode-se calcular o ganho de calor por radiação pela equação (4).

$$q''_{rad} = \varepsilon\sigma \sum_{j=1}^2 \sum_{i=1}^6 F_{ij} (\bar{T}_i^4 - \bar{T}_{evap}^4) \quad (4)$$

onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann; ε a emissividade das superfícies ($\varepsilon=0,9$); \bar{T}_{evap} é a temperatura média da placa; e \bar{T}_i são as temperaturas médias de cada uma das seis superfícies internas do gabinete. O índice j foi utilizado para indicar as duas superfícies do evaporador. Os fatores de forma (F_{ij}) são calculados segundo o procedimento apresentado por Kusuda (1975).

2.3 Propriedades Termodinâmicas e Coeficientes de Transferência de Calor

Fazem-se necessárias, ainda, a avaliação da temperatura e da densidade do refrigerante HFC-134a através de relações termodinâmicas. Quatro equações básicas foram utilizadas no cálculo das propriedades nas condições de saturação e de superaquecimento: equação de estado (Martin-Hou); equação para a pressão de vapor em função da temperatura; equação para o calor específico a pressão constante em função da temperatura e a equação para a massa específica do líquido em função da temperatura. Estas informações foram obtidas de Wilson & Basu (1988).

As propriedades termofísicas do refrigerante foram calculadas em função da pressão e entalpia, na região de superaquecimento, e em função da pressão, na região de saturação. As correlações foram obtidas a partir de uma regressão polinomial utilizando dados fornecidos pelo programa REFPROP 6.0 (McLinden et al., 1998). Para o ar, fez-se uso de expressões extraídas da ASHRAE (1976). Em todas as correlações anteriormente apresentadas, as propriedades termofísicas do ar devem ser avaliadas à temperatura de película. Para o alumínio, as propriedades foram consideradas constantes e tomados na temperatura de 300K.

No cômputo do coeficiente externo de troca de calor por convecção natural entre a placa evaporadora e o ar interno ao gabinete utilizou-se a correlação de Churchill & Chu (1975), que se aplica para todo o domínio do número de Rayleigh.

Para o cálculo do coeficiente interno de troca de calor fez-se uso da correlação de Dittus & Boelter (1930).

Para o escoamento bifásico, fez-se uso da correlação empírica apresentada por Jabardo et al. (1999), baseada no parâmetro de Martinelli, no *boiling number*, no número de Froude e no coeficiente de troca de calor considerando apenas a fase líquida do escoamento.

Nestas correlações, as propriedades termofísicas foram avaliadas na temperatura de mistura e o diâmetro do evaporador foi aproximado pelo diâmetro hidráulico ($D_h = 4A/P_i$).

3. METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

As equações diferenciais foram integradas pelo método dos volumes finitos, segundo a metodologia apresentada por Patankar (1980). Fez-se uso de um esquema de interpolação *up-wind* para o escoamento e do esquema de diferenças centrais para a placa.

Como os canais da placa evaporadora em questão são uniformemente espaçados, uma malha computacional cartesiana uniforme pôde ser utilizada. Para o escoamento de refrigerante o mesmo procedimento foi empregado (ver figura 1b). Os elementos de volume de ambas as malhas possuem as mesmas dimensões ($\Delta x = \Delta y = \Delta z = 13,0\text{mm}$). A malha da placa possui 23 x 37 pontos nodais no interior do domínio, num total de 851 pontos internos, e a malha do fluido é composta por 329 pontos nodais. O comprimento equivalente do canal foi obtido considerando que todos os volumes do domínio do fluido possuem comprimento igual a Δz , o que originou um valor 0,5% menor do que o valor real. Para evitar que esta pequena discrepância originasse um volume interno e conseqüentemente uma carga de refrigerante diferente, o que poderia alterar o desempenho do sistema, resolveu-se computar uma área de seção transversal equivalente para o canal, a partir do volume real e do comprimento do domínio considerado.

Estas aproximações podem, numa primeira análise, parecer muito restritivas. Contudo, justificam-se pois fornecem bons resultados sem a necessidade de malhas computacionais não-estruturadas, o que elevaria a complexidade do modelo. Outra justificativa consiste no fato de que as trocas de calor são determinadas a partir de correlações empíricas, cujos erros, de modo geral, variam em torno de $\pm 10\%$.

A malha bidimensional da placa e a malha unidimensional do fluido foram acopladas informando-se ao código computacional as posições de cada elemento de fluido em relação a um sistema coordenado com origem no canto inferior esquerdo da placa.

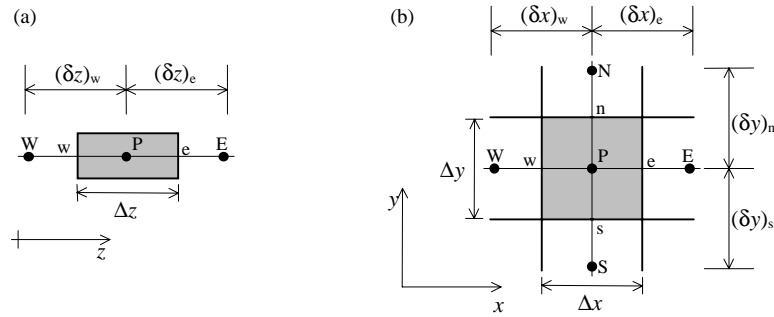


Figura 2. Elementos de volume típicos: (a) unidimensional e (b) bidimensional

Integrando a equação (1) no volume de controle bidimensional da figura 2b, obtém-se:

$$A_P T_{evap}|_P = A_E T_{evap}|_E + A_W T_{evap}|_W + A_N T_{evap}|_N + A_S T_{evap}|_S + S$$

$$\left\{ \begin{array}{l} A_E = \frac{k_w \Delta y}{(\delta x)_e}; A_W = \frac{k_w \Delta y}{(\delta x)_w}; A_N = \frac{k_w \Delta x}{(\delta y)_n}; A_S = \frac{k_w \Delta x}{(\delta y)_s} \\ A_P = A_E + A_W + A_N + A_S + 2[\lambda_e + \lambda_i]_P \Delta x \Delta y \\ S = [2\lambda_e \bar{T}_{gab} + 2\lambda_i T_{ref} + q''_{rad}]_P \Delta x \Delta y \end{array} \right. \quad (5)$$

Como a equação anterior depende dos termos vizinhos nas direções norte, sul, leste e oeste, optou-se pelo TDMA (*Tri-Diagonal Matrix Algorithm*) aplicado linha-por-linha para resolver o sistema linear. A integração das equações (2) e (3) volume de controle unidimensional esquematizado na figura 2a, fornece:

$$G_w = G_e = G \quad (6)$$

$$h_p = \frac{h_E \|-G_e, 0\| + h_W \|G_w, 0\| + (\lambda_i T_{evap})_P \frac{P_i}{A} \Delta z}{\|-G_e, 0\| + \|G_w, 0\| + (G_e - G_w) + \frac{(\lambda_i T_{ref})_P}{h_p^*} \frac{P_i}{A} \Delta z} \quad (7)$$

onde o sobrescrito * representa o termo avaliado na iteração imediatamente anterior e $\|a, b\|$ indica o máximo valor entre a e b . Como a equação (7) é parabólica, esta pode ser resolvida em marcha a partir da condição de contorno. Nota-se, ainda na equação (7), que o termo fonte foi linearizado com o objetivo de melhorar a estabilidade do modelo.

As equações foram resolvidas pelo método de substituições sucessivas, até que a convergência, dada pelo somatório dos erros relativos em todo domínio inferior à 10^{-4} , fosse obtida. Sub-relaxação da ordem de 0,5 foi empregada.

Para uma dada condição de operação, caracterizada pelo fluxo de massa, pressão de evaporação, temperatura do gabinete e temperatura das superfícies internas pode-se determinar a distribuição de massa no evaporador, o campo de temperatura e de fluxo de calor na placa e o perfil de temperatura do fluido refrigerante.

4. RESULTADOS

Para validar o modelo desenvolvido, os resultados numéricos foram comparados com experimentos realizados por Melo et al. (1998), nas condições apresentadas na tabela 1. Nesta tabela os símbolos \dot{m} , p_e e X_e correspondem ao fluxo de massa, a pressão de evaporação e

ao título do refrigerante na entrada do evaporador. As variáveis T_I , T_S , T_E , T_D , T_F e T_P representam, respectivamente, as temperaturas médias superficiais das paredes, inferior, superior, esquerda, direita, frontal e posterior.

Alimentando o modelo com os dados mostrados na tabela 1 (a entalpia do refrigerante na entrada do evaporador foi inferida a partir da pressão e do título), obtém-se os resultados indicados na tabela 2, onde Q representa a taxa de transferência de calor. Pode-se verificar que para os casos analisados a discrepância máxima entre os resultados numéricos e experimentais ficou em torno de 4%, o que indica a consistência da estratégia de modelação empregada.

Tabela 1. Condições testadas por Melo et al. (1998)

#	\dot{m} [kg/h]	p_e [bar]	X_e	T_{gab} [°C]	T_I [°C]	T_S [°C]	T_E [°C]	T_D [°C]	T_F [°C]	T_P [°C]
1	2,91	1,16	0,32	-2,6	-2,0	1,8	-1,1	-0,2	-0,5	-6,6
3	2,37	1,19	0,32	-3,4	-2,8	0,8	-1,8	-1,0	-1,0	-7,1
14	0,93	1,17	0,32	-4,9	-4,3	-1,3	-3,3	-2,5	-2,6	-8,5
15	1,68	1,17	0,32	4,7	15,6	6,3	5,9	7,2	6,3	1,6

Tabela 2. Comparação com os resultados de Melo et al. (1998)

#	Q [W]		
	medido	calculado	erro [%]
1	43,7	42,0	-4,1
3	39,8	38,6	-2,9
14	37,0	35,4	-4,2
15	60,0	58,6	-2,4

Para explorar as potencialidades do modelo, foram simulados dois casos com diferentes fluxos de massa: 2,0 kg/h e 0,5 kg/h, mantendo-se os demais parâmetros constantes. A pressão de evaporação foi considerada igual a 1,2 bar e as temperaturas do gabinete e das superfícies internas foram consideradas, respectivamente, como 5°C e 10°C.

Na figura 3a, obtida para 2,0 kg/h, observa-se que a placa é praticamente isotérmica com temperatura bastante próxima da temperatura de saturação do fluido (-22,3°C), já que o refrigerante permanece saturado em todo o domínio. As variações mais intensas de temperatura (~5°C) ocorrem entre as regiões superior e inferior e a região 'isotérmica' por onde escoa o refrigerante. A figura 3a permite ainda observar a distribuição dos canais na placa evaporadora.

Nota-se, na figura 3b, obtida para 0,5kg/h, que ocorre uma variação significativa na temperatura ao longo da placa evaporadora, tanto na direção vertical como na horizontal, o que se deve ao superaquecimento do refrigerante, conforme pode ser melhor observado na figura 4a. Como o fluxo de massa é pequeno, o refrigerante superaquece logo após entrar no evaporador, o que reduz a taxa de remoção de calor e eleva a temperatura da placa. Observa-se, também, que como as regiões de entrada e saída do evaporador estão

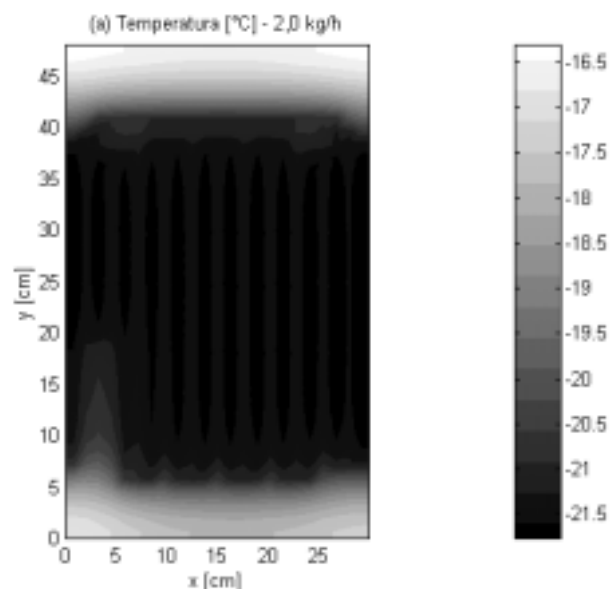


Figura 3a. Distribuição de temperatura na placa evaporadora – 2,0 kg/h

bastante próximas ocorre, esta posição, uma intensa troca de calor que reduz a temperatura do refrigerante superaquecido na saída e aumenta o título do refrigerante saturado na entrada. Este fato afeta a eficiência da placa, já que diminui a quantidade de refrigerante líquido disponível. As variações de temperatura são da ordem de 20°C.

Na figura 4 são apresentados os perfis de temperatura e entalpia do fluido para os dois casos estudados. Na figura 4a, para o caso 1, observa-se que a temperatura não varia, ou seja, o refrigerante muda de fase em todo domínio. Para o caso 2 tornam-se evidentes o superaquecimento do refrigerante logo após o bordo de entrada do evaporador (~50cm) e o resfriamento próximo da região de saída. Nota-se, ainda na figura 4a, um pequeno reaquecimento no bordo de saída. Credita-se este fato à influência da região inferior da placa que se encontra numa temperatura mais alta. As demais inflexões presentes ao longo do perfil de temperatura também são explicadas pela influência das regiões quentes da placa (inferior e superior) sobre o escoamento.

A figura 4b apresenta o perfil de massa específica ao longo do canal. Observa-se que, para o caso 1, o perfil é praticamente linear, já que o escoamento bifásico foi considerado homogêneo. Para o caso 2, a massa específica decresce rapidamente até que não haja mais líquido no evaporador.

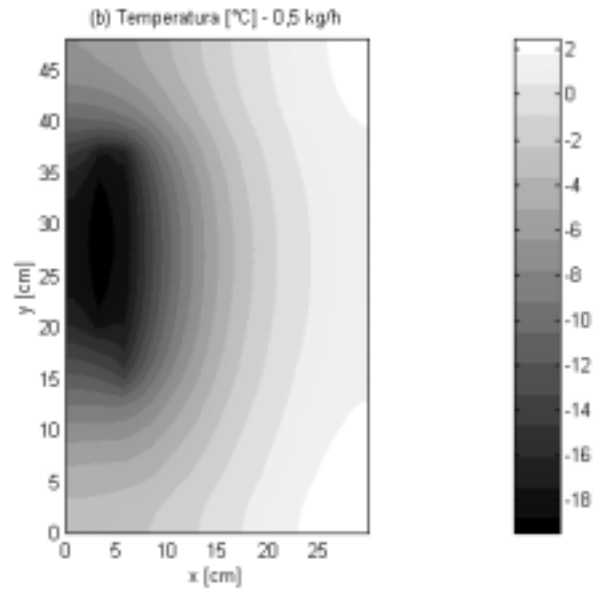


Figura 3b. Distribuição de temperatura na placa evaporadora – 0,5 kg/h

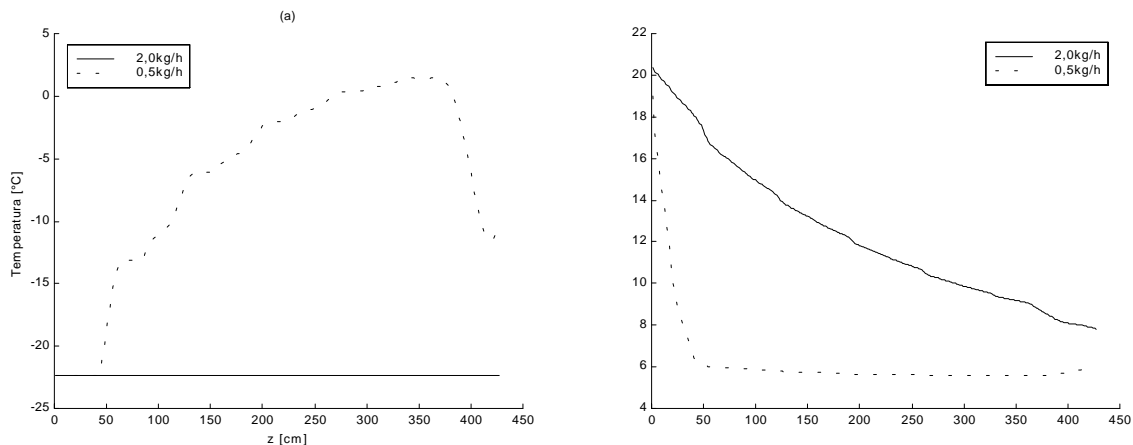


Figura 4. Propriedades do escoamento: (a) temperatura e (b) massa específica

5. CONCLUSÕES

O presente trabalho representa de uma iniciativa inédita na área de refrigeração, com foco num modelo computacional capaz de caracterizar o desempenho de evaporadores *roll-bond* em regime permanente. Apesar das hipóteses simplificativas adotadas, verificou-se que o modelo reflete, com razoável nível de concordância, os resultados experimentais de Melo et al. (1998).

Como potencialidades do modelo destacam-se o cálculo da distribuição de massa de refrigerante ao longo do evaporador e da condição do refrigerante na saída do evaporador. O modelo permite também a determinação da distribuição de temperatura na placa e no escoamento. As taxas médias de troca de calor também podem ser avaliadas com razoável precisão. A limitação do presente modelo reside na forte dependência entre a malha do fluido e da placa o que faz com que os pontos de acoplamento precisem ser informados individualmente ao código computacional.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a colaboração da Multibrás Eletrodomésticos S.A e da Empresa Brasileira de Compressores S.A neste projeto, através dos engenheiros Marco E. Marques, Moacyr M. Mezavila e Roberto H. Pereira.

7. REFERÊNCIAS

- ASHRAE, 1976, “Thermophysical Properties of Refrigerants”, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, NY, USA, 237 p.
- Churchill, S.W. & Chu, H.H.S., 1975, “Correlation Equations for Laminar and Turbulent Free Convection for a Vertical Plate”, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol.18, pp.1323-1329.
- Dittus, F.W. & Boelter, L.M.K., 1930, “University of California Publications on Engineering”, Berkeley, Vol.2, p. 443.
- Jabardo, J.M.S., Bandarra Filho, E.P., Lima, C.U.S., 1999, “New Correlation for Convective Boiling of Pure and Halocarbon Refrigerants Flowing in Horizontal Tubes”, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences, Vol.XXI, No.2, pp.245-258.
- Jakobsen, A., 1995, “Energy Optimization of Refrigeration Systems: The Domestic Refrigerator - A Case Study”, Ph.D. thesis, DTU, Lyngby, Denmark, 137p.
- Klein, F.H., 1998, “Desenvolvimento de um Código Computacional para Análise do Desempenho de Refrigeradores Domésticos”, Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, Brasil, 178p.
- Kusuda, T., 1975, “Heating and Cooling Load Determination Program”, National Bureau of Standards, Washington D.C., USA.
- McLinden, M.O., Klein, S.A., Lemmon, E.W., Peskin, A.P., 1998, “REFPROP 6.0: Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures”, NIST, Washington D.C., USA, 125p.
- Melo, C., Silva, L.W., Silveira, S.J., 1998, “Evaporadores *Roll-Bond* – Parte I”, Relatório de Pesquisa UFSC/EMBRACO, Florianópolis, Brasil, 44p.
- Patankar, S.V., 1980, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, Hemisphere, NY, USA, 197p.
- PROCEL, 1998, Ministério das Minas e Energia, <http://www.eletronbras.gov.br/procel/>.
- Silva, L.W., 1998, “Avaliação Experimental da Transferência de Calor em Evaporadores *Roll-Bond*”, Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, Brasil, 183p.
- Wilson, D.P. & Basu, R.S., 1988, “Thermodynamic Properties of New Stratospherically Safe Working Fluid – R134a”, ASHRAE Trans., Vol.94, Part2, pp.2095-2118.

ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM REFRIGERADOR *NO-FROST*. PARTE I: TRANSFERÊNCIA DE CALOR ATRAVÉS DAS PAREDES

Joaquim Manoel Gonçalves (*)

Cláudio Melo

Luís Antônio Torquato Vieira

Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica

Caixa Postal 476, 88.040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail: joaquim@nrva.ufsc.br

(*)Escola Técnica Federal de Santa Catarina, UnED/SJ, RAC

Rua José Lino Kretzer, 608, Praia Comprida, 88.103-310, São José, SC, Brasil.

Resumo

Este trabalho aborda a transferência de calor em regime permanente através das paredes de um refrigerador *no-frost* de dois compartimentos com ventilação interna forçada. A metodologia apresentada permite a determinação das resistências térmicas das paredes externas dos dois compartimentos, e também da parede entre os compartimentos. O efeito do aquecimento provocado pelo compressor e pelo condensador e da distribuição de ar entre os compartimentos sobre o desempenho do refrigerador são investigados.

Palavras-chave: Refrigerador, Isolamento térmico.

1. INTRODUÇÃO

Segundo Gosney (1982), “a refrigeração preocupa-se com o resfriamento de corpos ou fluidos para temperaturas inferiores àquelas disponíveis na vizinhança em um determinado tempo e local”. Isso na quase totalidade dos casos, envolve a separação do meio que se deseja resfriar da sua vizinhança por paredes compostas por isolamentos térmicos. Tais paredes permitem um melhor controle das condições do ambiente refrigerado, assim como reduzem o consumo de energia do sistema de refrigeração, como no caso de refrigeradores domésticos.

Apesar do consumo individual de energia da maioria dos refrigeradores domésticos poder ser comparado ao consumo de uma lâmpada, em termos globais, esse consumo representa uma parcela significativa da matriz energética nacional. Esforços devem, portanto, ser realizados com o intuito de aumentar a eficiência energética destes equipamentos, esforços esses que não devem unicamente ser concentrados no compressor.

O consumo energético de um refrigerador é definido em grande parte pela carga térmica imposta pela transferência de calor através das suas paredes externas, fato este que motivou a realização do presente trabalho.

O refrigerador em questão possui dois ambientes interligados por um fluxo forçado de ar como forma de permitir um controle diferenciado da temperatura nestes compartimentos. No compartimento superior (congelador) obtêm-se temperaturas da ordem de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, sob a ação de um termostato que controla a operação do compressor. No compartimento inferior (gabinete) a temperatura média fica levemente superior a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, sob a ação contínua de um registro (*dampner*) que controla a vazão de ar sendo insuflado nesse ambiente.

Neste trabalho a transferência de calor será analisada através do método reverso (NTB00119, 1992) quando o ar no interior do refrigerador é aquecido por resistências elétricas.

Um modelo, em regime permanente, para as trocas térmicas através das superfícies externas do refrigerador será também apresentado. Este modelo utiliza parâmetros empíricos derivados de dados experimentais. O modelo permite a determinação das resistências térmicas das paredes externas dos dois compartimentos (Vineyard *et al*, 1998), além de possibilitar a avaliação do impacto da distribuição de ar entre os compartimentos sobre as temperaturas internas resultantes.

2. MODELO PROPOSTO

Para facilitar o entendimento do presente modelo mostra-se, na figura 1, um esquema do refrigerador indicando as variáveis em questão. O ventilador induz o movimento de um fluxo de massa de ar sobre o evaporador (\dot{m}_E) onde este é aquecido através de uma taxa de geração de calor (\dot{g}_E). O ar é então distribuído entre os compartimentos superior (\dot{m}_C) e inferior (\dot{m}_R) onde ocorre tanto geração de calor (\dot{g}_C , \dot{g}_R) quanto trocas de calor (\dot{q}_C , \dot{q}_R , \dot{q}_{CR}). Nessa figura os fluxos de calor estão indicados com o sentido característico da situação experimental, quando o ambiente interno foi aquecido.

A distribuição de ar entre os compartimentos é controlada pela abertura do *damper*, originando uma relação entre fluxo de massa de ar insuflado no congelador (\dot{m}_C) e o fluxo de massa de ar total deslocado pelo ventilador (\dot{m}_E) na seguinte forma:

$$r = \frac{\dot{m}_C}{\dot{m}_E} \quad (1)$$

Onde,

$$\dot{m}_E = \dot{m}_C + \dot{m}_R \quad (2)$$

As taxas de transferência de calor através das paredes são expressas na seguinte forma:

$$\dot{q}_C = (UA)_C (T_C - T_E) \quad (3)$$

$$\dot{q}_R = (UA)_R (T_R - T_E) \quad (4)$$

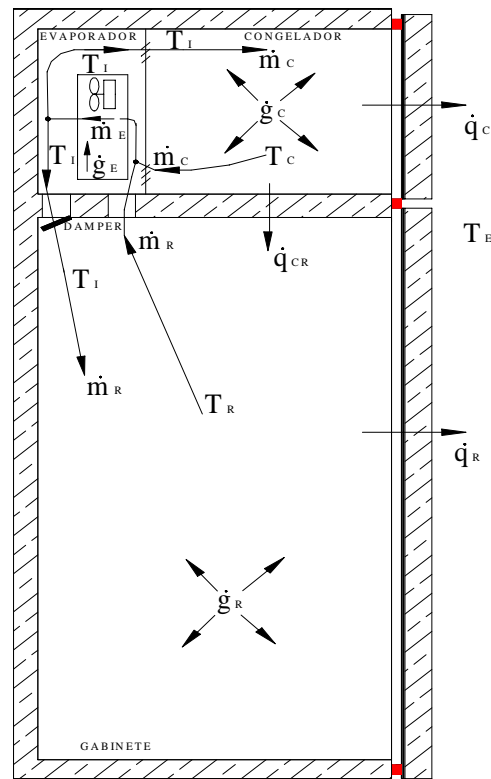


Figura 1. Esquema do refrigerador

$$\dot{q}_{CR} = (UA)_{CR} (T_C - T_R) \quad (5)$$

Nas equações acima U, A e T representam respectivamente o coeficiente global de transferência de calor, a área das paredes e a temperatura. Os subscritos C, R e CR representam respectivamente o congelador, o gabinete e a parede entre o congelador e o gabinete.

Um balanço de energia no compartimento do evaporador fornece:

$$r\dot{m}_E c T_C + (1-r)\dot{m}_E c T_R + \dot{g}_E = r\dot{m}_E c T_I + (1-r)\dot{m}_E c T_I \quad (6)$$

Através de um balanço de energia no compartimento superior, obtém-se:

$$\dot{g}_C + r\dot{m}_E c T_I = (UA)_C (T_C - T_E) + (UA)_{CR} (T_C - T_R) + r\dot{m}_E c T_C \quad (7)$$

Da mesma forma um balanço de energia no compartimento inferior fornece:

$$\dot{g}_R + (UA)_{CR} (T_C - T_R) + (1-r)\dot{m}_E c T_I = (UA)_R (T_R - T_E) + (1-r)\dot{m}_E c T_R \quad (8)$$

Nas equações anteriores os símbolos c e T_I representam respectivamente o calor específico do ar e a temperatura de insuflamento.

Rearranjando as equações (6-8) pode-se eliminar a temperatura de insuflamento,

$$\dot{g}_C + r\dot{g}_E = \frac{(T_C - T_E)}{R_C} + \frac{(T_C - T_R)}{R_{CR}} \quad (9)$$

$$\dot{g}_R + (1-r)\dot{g}_E = \frac{(T_R - T_E)}{R_R} + \frac{(T_R - T_C)}{R_{CR}} \quad (10)$$

Os símbolos R_C , R_R e R_{CR} representam respectivamente as resistências térmicas das paredes do congelador, do gabinete e da parede entre esses compartimentos. Tais resistências são expressas, respectivamente pelas equações (11-13), indicadas a seguir:

$$R_C = \frac{1}{(UA)_C} \quad (11)$$

$$R_R = \frac{1}{(UA)_R} \quad (12)$$

$$R_{CR} = \frac{1}{(r-r^2)\dot{m}_E c + (UA)_{CR}} \quad (13)$$

A soma das equações (9) e (10) equivale a um balanço de energia envolvendo todo o refrigerador, como segue:

$$\dot{g}_C + \dot{g}_R + \dot{g}_E = \frac{(T_C - T_E)}{R_C} + \frac{(T_R - T_E)}{R_R} \quad (14)$$

As equações (9) e (10) permitem o cálculo das temperaturas do ar no interior do congelador (T_C) e do gabinete (T_R) a partir da temperatura externa (T_E) e das taxas de geração de calor no interior do gabinete (\dot{g}_E , \dot{g}_C , \dot{g}_R). Os parâmetros (R_R , R_C , R_{CR} e r) presentes nessas equações são obtidos a partir do trabalho experimental descrito a seguir.

3. APARATO EXPERIMENTAL

O aparato experimental utilizado neste trabalho encontra-se esquematizado na figura 2. O refrigerador foi instrumentado e colocado no interior de uma câmara com temperatura, umidade e movimentação do ar controladas, de tal forma a propiciar o controle e a medição das seguintes variáveis: temperatura externa, temperaturas internas e taxas de geração de calor no congelador, no gabinete e no evaporador.

Os testes foram realizados com o ventilador operando continuamente e com o *dampner* mantido numa abertura fixa.

A temperatura do ar externo (T_E) foi obtida através da média aritmética das indicações de 5 termopares afastados 10 cm do centro geométrico de cada uma das faces laterais e da face superior.

A temperatura do ar interno foi medida em 3 pontos no compartimento superior e em 6 pontos no compartimento inferior. A média aritmética das temperaturas em cada compartimento foi tomada como a representativa da temperatura do ar no respectivo ambiente. A média das 9 leituras foi tomada como a temperatura do ar no interior do refrigerador (T_{int}).

As extremidades sensoras dos termopares foram inseridas no centro geométrico de cilindros de cobre conforme recomendação da norma NTB00048 (1992). Foram empregados termopares do tipo T com incerteza de medição de $\pm 0,2$ °C. Os termopares utilizados na medição da temperatura do ar interno possuíam uma blindagem contra a radiação térmica.

O calor foi gerado no interior dos compartimentos superior e inferior através de resistências elétricas distribuídas sobre as prateleiras. As resistências possuíam uma grande área superficial de tal forma que a sua temperatura superficial não excedia em mais de 5 °C a temperatura do ar. No compartimento do evaporador o calor foi liberado através da resistência elétrica de degelo somando-se a este a potência consumida pelo ventilador

As medições de potência foram efetuadas através de dois transdutores de potência com faixa de medição de 0 a 1000W e incerteza de medição de ± 1 % do valor indicado.

As medições foram realizadas através de um sistema de aquisição de sinais, fazendo-se uma leitura a cada trinta segundos. O procedimento experimental consistiu em se fornecer uma potência constante para as resistências elétricas, enquanto se mantinha a temperatura externa num valor constante até que condições de regime permanente pudessem ser obtidas.

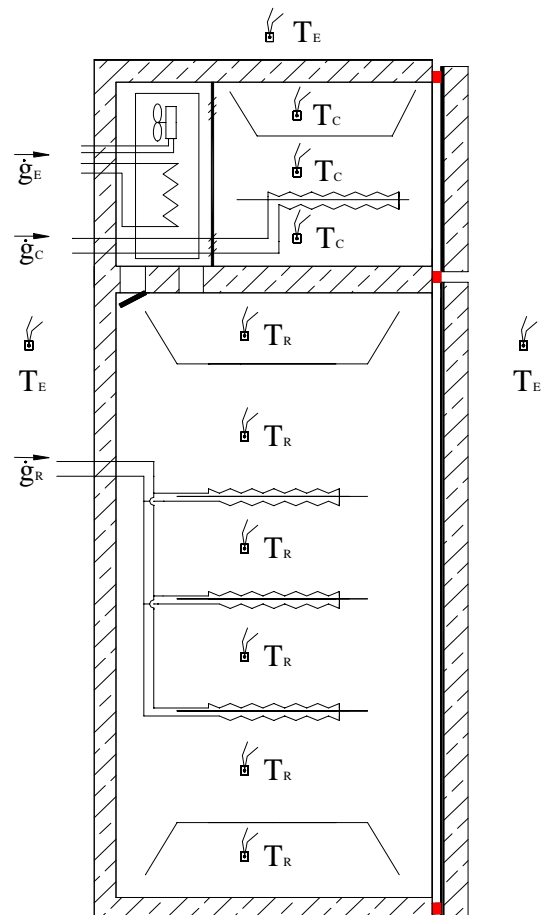


Figura 2. Aparato experimental

4. RESULTADOS

Na Tabela 1 são apresentados dados obtidos a partir da média aritmética de trinta leituras, o que perfaz um período de quinze minutos de monitoração em regime permanente para cada teste. O desvio padrão das temperaturas foi inferior a 0,02 °C e das potências de aquecimento inferior a 0,3 W, para todos os pontos apresentados na Tabela 1.

Tabela 1. Dados experimentais

Teste #	T _E (°C)	\dot{g}_E (W)	\dot{g}_C (W)	\dot{g}_R (W)	T _I (°C)	T _C (°C)	T _R (°C)
1	32,4	8,1	11,9	39,6	59,9	62,4	58,7
2	32,4	24,4	2,3	25,3	56,6	60,1	54,8
3	32,3	24,5	2,4	19,4	54,0	57,9	52,1
4	32,4	14,0	0,7	31,8	53,7	54,5	53,3
5	32,3	39,4	0,0	0,0	51,6	59,7	47,5
6	34,8	39,3	0,0	0,0	54,0	61,2	50,4
7	34,9	40,6	0,0	0,0	55,2	63,1	51,3
8	32,7	40,1	0,0	0,0	52,4	60,6	48,3
9	34,7	40,2	0,0	0,0	54,6	62,2	50,7

Com o fluxo de calor total através das paredes do refrigerador (\dot{q}) dado pela soma das taxas de geração calor no interior do refrigerador ($\dot{q} = \dot{g}_E + \dot{g}_C + \dot{g}_R$), e a diferença de temperatura através das paredes, representada pela diferença entre as temperaturas do ar no interior (T_{int}) e exterior (T_E) do refrigerador, pode-se calcular a resistência térmica total das paredes do refrigerador :

$$R = \frac{(T_{\text{int}} - T_E)}{\dot{q}} = \frac{(T_I - T_E)}{(\dot{g}_E + \dot{g}_C + \dot{g}_R)} = \frac{1}{UA} \quad (15)$$

Aplicando a equação anterior a cada um dos testes experimentais, obtêm-se os valores apresentados na Tabela 2. O valor médio da resistência térmica global do refrigerador foi de 0,480 K/W (UA = 2,09 W/K). Pode-se observar que os resultados se mantiveram constantes ao longo dos testes, o que fica também evidenciado através dos pequenos desvios padrões obtidos.

Tabela 2. Resistência térmica (R) e UA global

Teste #	\dot{q} (W)	R (K/W)	UA (W/K)
1	59,6	0,461	2,17
2	52,0	0,466	2,14
3	46,2	0,470	2,13
4	46,6	0,457	2,19
5	39,4	0,489	2,04
6	39,3	0,490	2,04
7	40,6	0,499	2,00
8	40,1	0,492	2,03
9	40,2	0,495	2,02
Média =		0,480	2,09
Desvio padrão =		0,016	0,07

O método dos mínimos quadrados foi utilizado para ajustar as equações (9) e (10), aos dados apresentados na Tabela 1, obtendo-se os seguintes valores:

$$\begin{aligned} R_C &= 2,414 \text{ K/W} \rightarrow (UA)_C = 0,414 \text{ W/K} \\ R_R &= 0,555 \text{ K/W} \rightarrow (UA)_R = 1,802 \text{ W/K} \\ R_{CR} &= 0,849 \text{ K/W} \\ r &= 0,632 \end{aligned}$$

Pode-se também obter a resistência térmica global do refrigerador (R) a partir de R_C e R_R , através da seguinte expressão:

$$R = 1/(1/R_C + 1/R_R) = 0,451 \text{ K/W} \rightarrow UA = 1/R = 2,216 \text{ W/K} \quad (16)$$

O valores do coeficiente global (UA) obtidos através das duas metodologias apresentadas diferem entre si por somente 6%, o que indica uma boa consistência entre os dados experimentais e os processamentos realizados.

Admitindo que os valores de U são praticamente constantes para todas as paredes do refrigerador e considerando a relação entre as áreas das paredes externas do congelador (A_C) e a da parede que separa os compartimentos superior e inferior (A_{CR}) igual a 5, $A_C/A_{CR} = 5$, obtém-se: $(UA)_{CR} \sim (UA)_C/5 = 0,414/5 = 0,083 \text{ W/K}$

A aproximação anterior justifica-se pelo fato da relação entre $(UA)_C$ e $(UA)_R$ também ser aproximadamente igual à relação entre suas áreas, e também pelo fato da parede que separa os compartimentos ter espessura similar à das paredes externas.

A partir do valor estimado do $(UA)_{CR}$ pode-se então avaliar o fluxo de massa de ar deslocado pelo ventilador utilizando-se a equação (13), como segue:

$$\dot{m}_E = (1/R_{CR} - (UA)_{CR}) / (r - r^2) c = 16,5 \text{ kg/h} \quad (17)$$

Verificou-se ainda que para a situação em questão os possíveis erros associados com a avaliação do parâmetro $(UA)_{CR}$ não têm influência significativa no valor do fluxo de massa de ar (\dot{m}_E) calculado.

A metodologia apresentada considera que a abertura do *damper* modifica apenas a distribuição de fluxo de massa de ar entre os compartimentos (r) não afetando o fluxo de massa deslocado pelo ventilador. Deve-se, no entanto, ressaltar que na situação real a abertura do *damper* pode afetar também o fluxo de massa deslocado pelo ventilador.

As Figuras 3a e 3b mostram respectivamente uma comparação entre as previsões do modelo com resultados experimentais referentes às temperaturas do ar no compartimento inferior (T_R) e superior (T_C). Os desvios entre os valores medidos e calculados se mantiveram sempre inferiores a 0,5 °C, o que comprova a consistência da metodologia empregada.

Para determinar o efeito causado pelo aquecimento diferenciado na parte traseira do refrigerador pelo condensador e pelo compressor, foram realizados testes aquecendo-se esses componentes (condensador e compressor) de forma a reproduzir situações similares às reais. Para tanto, foram instaladas resistências elétricas sobre o condensador e o compressor. Essas resistências foram controladas separadamente de forma a gerar temperaturas superficiais de 60 °C no condensador e 90 °C no compressor.

O procedimento anterior, representado pelos testes 6, 7 e 9 (Tabela 1) gerou um aumento de 2,5°C na temperatura média externa. Esses testes seguem a tendência dos demais testes (ver figura 3) o que faz com que os resultados anteriormente obtidos possam ser aplicados na análise da presente situação.

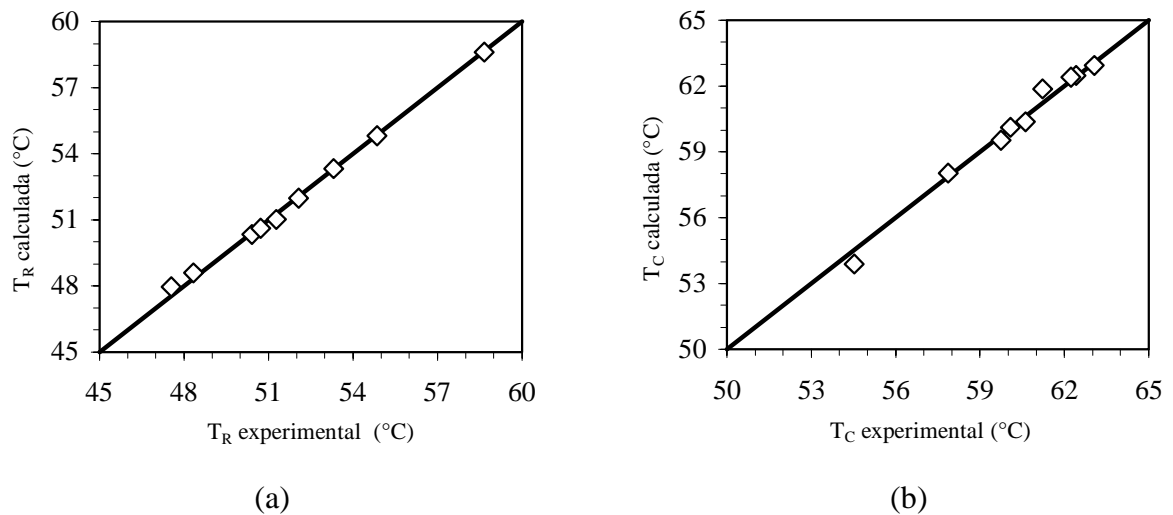


Figura 3. Temperatura no compartimento inferior(a) e superior (b)

Considerando uma diferença de temperatura entre o ar no exterior e no interior do refrigerador de 25°C , verifica-se que um aumento de $2,5^{\circ}\text{C}$ na temperatura externa, devido a ação combinada do condensador e do compressor, exige um aumento da ordem de 10% na capacidade de refrigeração para manter inalteradas as temperaturas internas.

Deve-se ressaltar, que nestas condições, o posicionamento do termopar que indica a temperatura externa na face posterior do refrigerador passa a ter um efeito significativo sobre os resultados obtidos devido às grandes variações espaciais de temperatura nessa região. Nessa situação, a utilização e comparação dos resultados fica, portanto, fortemente dependente deste posicionamento.

A figura 4 mostra as temperaturas internas do refrigerador previstas pelo modelo, para uma temperatura externa de 32°C variando a razão do fluxo de massa de ar insuflado no congelador (r) entre 0 e 1, e para três diferentes capacidades de refrigeração (\dot{q}_E tem valores negativos para representar capacidades de refrigeração). Nessa figura observa-se que para r igual a zero a temperatura do refrigerador é mínima, e a do congelador é máxima ocorrendo o oposto quando r é igual a 1. Mesmo quando o ar não circula em um dos compartimentos, o respectivo ambiente permanece com uma temperatura inferior à externa (32°C) devido à transferência de calor entre os compartimentos. A temperatura do congelador é mais sensível em relação à variação de r do que a temperatura do gabinete o que se explica pela maior resistência térmica do congelador.

5. CONCLUSÕES

Desenvolveu-se um modelo para estimar a transferência de calor em regime permanente através das paredes de um refrigerador com ventilação interna forçada e com dois compartimentos. Testes experimentais foram conduzidos de forma a se obter os parâmetros empíricos necessários ao modelo. As temperaturas calculadas pelo modelo apresentaram um desvio inferior a $0,5^{\circ}\text{C}$ em relação aos valores experimentais, o que comprova a consistência da metodologia adotada.

Entre outras coisas, a metodologia desenvolvida permite explorar o impacto da movimentação de ar entre os compartimentos e da capacidade de refrigeração sobre as temperaturas internas resultantes.

Uma análise preliminar, investigando o efeito do aquecimento provocado pelo condensador e pelo compressor indicou a necessidade de um aumento aproximado de 10% na

capacidade de refrigeração como forma de manter inalteradas as temperaturas no interior do refrigerador.

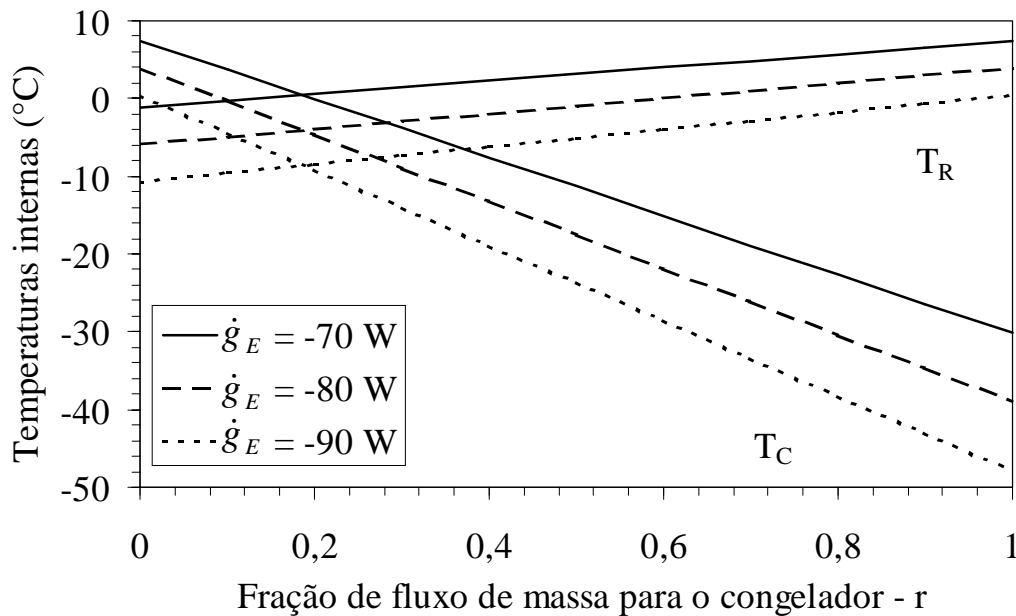


Figura 5. Estimativa das temperaturas internas

6. AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi realizado através de um programa de colaboração técnico-científica entre o Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC e a Embraco S.A. A participação da Embraco, através do eng^o Roberto Horn Pereira, foi fundamental para a realização do presente trabalho, razão pela qual os autores lhe externam os mais sinceros agradecimentos.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Gosney, W. B.; 1982, “Principles of Refrigeration”, Cambridge University Press, London, UK, 666p.
- NTB00119, 1992, “Isolação Térmica de Refrigeradores e Congeladores – Determinação do Fator UA – Método de Ensaio”, Norma Técnica Brasmotor, Joinville, SC, Brasil, 6p.
- NTB00048, 1992, “Refrigeradores, Congeladores e Aparelhos Similares – Abaixamento de Temperatura - *Pull-down* – Método de Ensaio”, Norma Técnica Brasmotor, Joinville, SC, Brasil, 18p.
- Vineyard, E. A.; Stovall, T. K.; Wilkes, K. E.; Childs, K. W.; 1998, “Superinsulation in Refrigerators and Freezers”, ASHRAE Trans., Vol. 104, Part 2, pp. 1126-1134.

USO DA TDA – MÉDIA NO DOMÍNIO DO TEMPO COMO FERRAMENTA DE IDENTIFICAÇÃO DE FALHAS EM CÂMBIOS AUTOMOTIVOS

Sebastião Simões Cunha Jr.

Marcus Antonio Viana Duarte

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica.

Av. João Naves de Ávila 2160 – Bloco M, CEP: 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil.

E-mail: simoes@mecanica.ufu.br , mvduarte@mecanica.ufu.br

Resumo

Embora inspeções visuais regulares e a manutenção preventiva possam ajudar na redução de falhas e defeitos em sistemas de engrenagens, o custo e o tempo requerido para executar tais procedimentos os tornaram economicamente inviáveis. Afim de evitar este problema, várias metodologias utilizando análise de assinaturas de sinais vibratórios estão sendo desenvolvidas para examinar as condições dos sistemas de engrenagens. Este trabalho tem como objetivo mostrar como a TDA (média no Domínio do Tempo) pode ser utilizada, juntamente com a análise Cepstral, como uma ferramenta poderosa na identificação de falhas em câmbios automotivos. Os sinais dos câmbios são oriundos de medições externas feitas nos câmbios em bancadas de teste da FIAT Automóveis, localizada em Betim/MG. Na primeira parte deste trabalho tem-se os conceitos e formulações pertinentes à análise Cepstral e à TDA. Por fim, tem-se um exemplo prático mostrando as vantagens do uso da TDA na identificação de falhas.

Palavras-chave: Câmbios automotivos, Cepstrum, TDA, Manutenção preditiva

1. INTRODUÇÃO

Câmbios automotivos são sistemas mecânicos complexos constituídos por diferentes grupos de elementos conectados entre si (rolamentos, engrenagens e eixos). Estes sistemas, quando defeituosos, geralmente produzem níveis vibratórios e de ruídos maiores que o esperado. Embora inspeções visuais regulares e a manutenção preventiva possam ajudar na redução das falhas e defeitos nestes dispositivos, o custo e o tempo requerido para executar tais procedimentos os tornaram economicamente inviáveis. Assim, várias metodologias utilizando análise de sinais vibratórios estão sendo desenvolvidas para examinar as condições de sistemas de engrenagens (Nepomuceno, 1989).

Diferentes tipos de defeitos em câmbios automotivos são normalmente identificados utilizando como ferramenta a acuracidade auditiva de especialistas. Porém, este critério é bastante influenciado pelas características físicas e psicológicas de cada especialista, podendo levar a uma análise insatisfatória. Uma alternativa que vem sendo utilizada para tornar o processo mais criterioso é a utilização de técnicas de manutenção preditiva via sinais de vibração no monitoramento e controle de qualidade de câmbios automotivos e redutores (Brito, 1994) (Silva, 1997).

Segundo Randall (1982), com a análise espectral é possível detectar defeitos em redutores através da interpretação de mudanças no espectro de sinais vibratórios.

Mamede (1997) utilizou a Transformada de Wavelet na detecção de falhas em redutores, conseguindo através de sinais vibratórios, identificar a presença de defeitos nas engrenagens.

Choy et al. (1996) desenvolveu uma metodologia onde é mostrado que através da aplicação da distribuição de Wigner-Ville em um sinal de vibração temporal é possível obter algum sucesso no monitoramento do estado de saúde de sistemas de engrenagens.

A aplicação recente de ferramentas de análise no domínio tempo-frequência em redutores e câmbios tem trazido resultados satisfatórios na detecção de defeitos principalmente em pares de engrenagens.

Segundo McFaden (1994) a TDA (média no domínio do tempo) permite separar sinais de vibração de pares de engrenagens do sinal total de vibração do câmbio.

Veloso (1999) utilizou a análise Cepstral para detecção de falhas em motores de combustão interna porém, não obteve bons resultados.

Como uma forma de contribuição à análise de sistemas de engrenagens, este trabalho tem como objetivo mostrar como TDA pode ser útil na detecção de falhas e defeitos em câmbios automotivos. Aqui, a TDA será utilizada em combinação com a análise Cepstral e Espectral, mostrando a sua capacidade de eliminar ruídos de sinais vibratórios.

No que segue, apresenta-se uma breve introdução à TDA e a análise Cepstral. Em seguida será feita uma análise em um câmbio automotivo defeituoso afim de mostrar como a TDA pode ser útil na detecção de falhas em sistemas mecânicos complexos.

2. MÉDIA NO DOMÍNIO DO TEMPO – TDA

A Média no Domínio do Tempo - TDA é uma ferramenta poderosa de processamento de sinais, principalmente aqueles provenientes de sistemas mecânicos complexos, tais como os câmbios automotivos. Ela é bastante útil na eliminação de transientes em um sinal, ou seja, ruídos, sinais não periódicos, dentre outros. O seu uso promove uma filtragem do sinal, além de uma alta redução de dados, uma vez que somente uma parte do sinal é retido.

A TDA de um sinal consiste em fazer uma média de vários períodos básicos do mesmo, de forma a se obter um período médio. A TDA pode ser definida da seguinte forma:

$$y(iT) = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} x(iT - rMT) \quad (1)$$

onde: $y(iT)$: média dos períodos do sinal - TDA;
 $x(iT)$: sinal amostrado no domínio do tempo;
N : número de períodos utilizados para média;
M : número de pontos por período;
T : comprimento finito do sinal no tempo,

Na prática, para se utilizar a Média no Domínio do Tempo é necessário que os períodos do sinal estejam sincronizados a fim de que na execução da média não se atenuem componentes de frequência importantes do sinal.

3. CEPSTRUM

O Cepstrum é definido como o espectro do logaritmo do espectro. A análise Cepstral pode ser usada como uma ferramenta para detecção de periodicidade no espectro de frequências (família de harmônicos com espaçamento uniforme, sinais contendo ecos, entre outros). A escala logarítmica da amplitude enfatiza a estrutura harmônica da estrutura e reduz a influência de sinais aleatórios provenientes do caminho de medição (Randall & Tech, 1980).

O Cepstrum foi originalmente definido como o espectro de potência do logaritmo do espectro de potência de um sinal (Bogert et al., 1963), ou matematicamente:

$$c(\tau) = |\mathfrak{F}\{\log F_{xx}(f)\}|^2 \quad (2)$$

onde $F_{xx}(f)$ é o espectro de potência do sinal no tempo $[f_x(t)]$, τ é a variável temporal do Cepstrum (quefrência) e \mathfrak{F} é o operador da Transformada de Fourier. Desta forma,

$$F_{xx}(f) = |\mathfrak{F}\{f_x(t)\}|^2 \quad (3)$$

Uma outra definição para o Cepstrum é dada pela transformada inversa do logaritmo do espectro de potência:

$$c(\tau) = \mathfrak{F}^{-1}\{\log F_{xx}(f)\} \quad (4)$$

Uma das razões para o uso da definição dada pela equação (4) é que torna mais fácil a comparação entre o Cepstrum e a função de autocorrelação, dada pela equação (5).

$$R_{xx}(\tau) = \mathfrak{F}^{-1}\{F_{xx}(f)\} \quad (5)$$

A variável independente τ tem dimensão de tempo, mas é chamada de quefrência. Essa terminologia é mais usual na interpretação de sinais no tempo em termos do conteúdo de frequência. Assim, uma alta quefrência representa flutuações rápidas no espectro (espaçamento pequeno na frequência) e uma baixa quefrência representa mudanças lentas na frequência (espaçamento grande na frequência). Nos picos do Cepstrum resultantes de famílias de bandas laterais, a quefrência do pico representa o período da modulação e sua recíproca frequência moduladora. Convém ressaltar que a quefrência não diz nada a respeito da frequência absoluta, apenas sobre o espaçamento entre as frequências (Randall & Tech, 1980). Por exemplo, se no espectro de frequência aparecem picos nas frequências f_1, f_2, \dots, f_n , igualmente espaçados de uma frequência f_m , no Cepstrum aparecerá somente um pico na quefrência correspondente ao inverso da frequência f_m .

4. UTILIZAÇÃO DA TDA NA ANÁLISE DE UM CÂMBIO DEFEITUOSO

Para se mostrar experimentalmente a utilização das ferramentas acima citadas, foram coletados sinais de aceleração de um câmbio sem defeito. Em seguida, substituiu-se o par de engrenagem da quinta marcha deste câmbio, antes fabricado para um modelo 1.0 litro, por um par fabricado para o modelo 1.6 litros. Após a introdução deste “defeito”, coletou-se os sinais em aceleração para o câmbio agora defeituoso uma vez que este não se encontra mais dentro dos padrões ótimos de operação de acordo com sua montadora.

Assim, será feita uma análise deste câmbio utilizando primeiramente a TDA aplicada ao espectro do sinal e em seguida uma combinação da TDA e Cepstrum a fim de caracterizar os defeitos oriundos do mal engrenamento ocasionado pela troca dos pares de engrenagens.

Os sinais dos câmbios foram coletados com o eixo primário girando com rotação constante e igual a 35.8 Hz para o câmbio bom e 43 Hz para o câmbio defeituoso. O par de engrenagens da quinta marcha montado no câmbio bom tem relação de transmissão do eixo primário para o secundário igual a 35/34 ao passo que para o câmbio defeituoso a relação é de 37/31. A partir destes dados, verifica-se que para o câmbio bom tem-se uma velocidade rotacional do eixo secundário de 36.8 Hz e uma frequência de malha de 1253 Hz. Já para o câmbio defeituoso, a velocidade rotacional do eixo secundário é igual a 51.3 Hz e a frequência fundamental de engrenamento é de 1591 Hz. Assim, espera-se que as ferramentas

citadas acima identifiquem com robustez os problemas (mal engrenamento) ocasionados pela mudança do par de engrenagem da quinta marcha.

Devido ao sigilo industrial, todos os resultados serão apresentados sem unidade de medida, ou seja, os valores mostrados são adimensionais.

Na Figura 1, tem-se o espectro da aceleração tanto para o câmbio bom quanto para o defeituoso – par de engrenagem da quinta marcha trocado. Observa-se que o nível de energia é muito superior para o câmbio defeituoso quando comparado com o câmbio bom, o que era esperado pois seu funcionamento não é mais padrão.

Pode-se verificar no espectro do câmbio defeituoso uma região de alta concentração de energia situada entre 1000 e 1700 Hz, sendo esta uma região de ressonância do sistema em estudo já que a frequência de engrenamento do câmbio defeituoso é de 1591 Hz. Porém, devido à presença de ruídos em grande quantidade, a análise e a identificação correta da possível fonte causadora de defeito são dificultadas, necessitando-se de uma melhor análise.

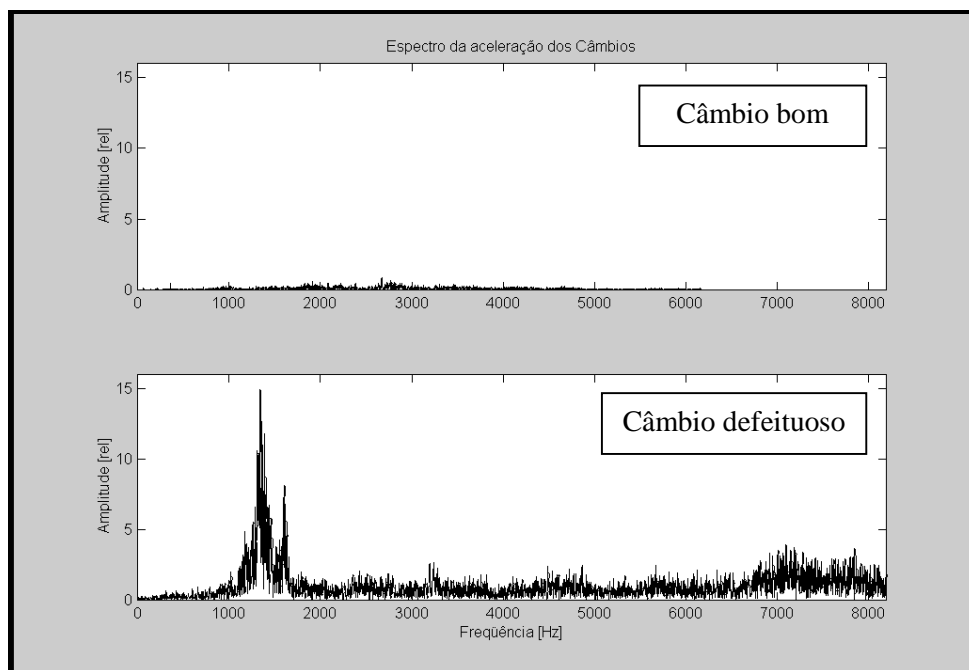


Figura 1. Espectro da aceleração para o câmbio bom e defeituoso sem o uso da TDA.

Já na Figura 2 abaixo, tem-se o espectro dos sinais tanto para o câmbio bom quanto para o defeituoso após fazer uso da TDA. Novamente observa-se uma maior concentração energética no espectro relativo ao câmbio defeituoso. Como era esperado, houve uma substancial redução de dados mostrando os sinais mais “limpos” e conseqüentemente com uma menor presença de ruídos sem que houvesse perdas das principais componentes do sinal em estudo, facilitando muito uma primeira análise dos resultados. Observa-se agora mais nitidamente que na figura anterior, a ocorrência do defeito provavelmente causado pelo mal engrenamento em 1591 Hz já que nessa frequência há uma elevação do nível de energia.

Viu-se até agora que houve uma elevação no nível de energia dentro da banda de frequência [1000 – 1700 Hz] para o sinal do câmbio defeituoso porém, não se tem precisamente a fonte causadora desse aumento de energia. Uma alternativa para se identificar esta fonte causadora de defeito é a utilização da análise Cepstral em conjunto com a TDA.

Primeiramente será feita uma análise do sistema sem a utilização da TDA. Uma vez que provavelmente o único defeito deste câmbio é o par de engrenagem trocado, espera-se que o Cepstrum detecte somente as frequências pertencentes a este par de engrenagem.

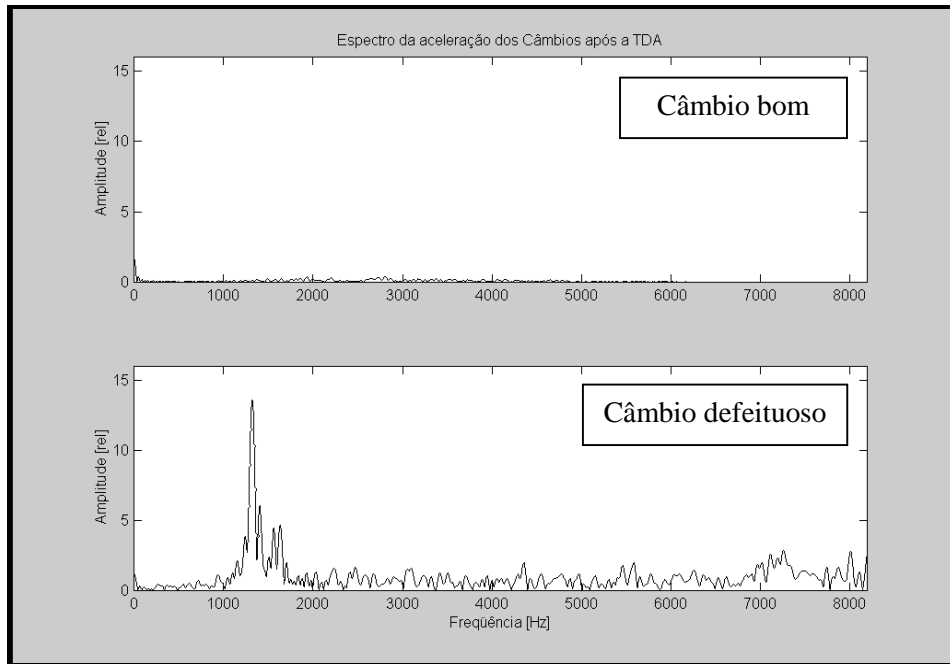


Figura 2. Espectro da aceleração para o câmbio bom e defeituoso após o uso da TDA.

Na Figura 3, tem-se a análise Cepstral sem a utilização da TDA tanto para o câmbio bom quanto para o defeituoso. Como pode ser observado, devido a presença excessiva de ruídos, a análise ficou totalmente comprometida, sendo muito difícil se ter uma análise precisa e identificar com clareza a origem do defeito, uma vez que o Cepstrum é muito sensível à presença de ruídos. Sendo aplicado desta forma, o Cepstrum não ajuda em nada na identificação de possíveis defeitos já que praticamente não há diferença entre o Cepstrum do câmbio bom e do câmbio defeituoso sendo então, praticamente impossível detectar as frequências pertencentes ao par de engrenagem trocado.

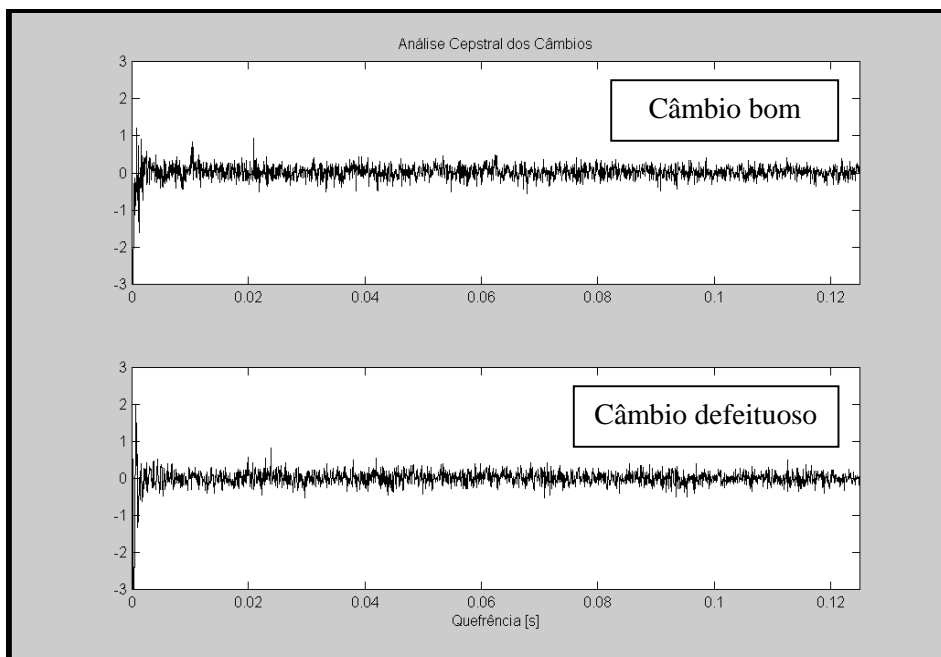


Figura 3. Análise Cepstral para o câmbio bom e defeituoso sem a utilização da TDA.

Já na Figura 4 abaixo, tem-se a análise Cepstral tanto para o câmbio bom como para o defeituoso após a aplicação da TDA nos sinais. Como pode ser observado, as quefrências estão bastante nítidas possibilitando a obtenção de resultados altamente confiáveis diferentemente da figura anterior onde não se podia fazer qualquer análise. O intervalo de repetição dos picos para o câmbio bom é de 35.8 Hz e para o defeituoso é igual a 43 Hz, valores estes equivalentes às velocidades rotacionais dos eixos primários dos câmbios.

De acordo com os resultados acima, observa-se que somente uma única componente do sinal, freqüência de rotação do eixo primário, é detectada pela análise Cepstral para ambos os câmbios mostrando desta forma, que os pares de engrenagens utilizados estão em “perfeitas” condições de uso já que nenhum outro tipo de defeito foi detectado. Isto mostra que a componente detectada pelo Cepstrum (43 Hz) proveniente do câmbio defeituoso é a fonte causadora do aumento de energia no sinal deste câmbio. Como esta componente está relacionada com a rotação do eixo primário deste câmbio “defeituoso”, pode-se concluir que o aumento no nível de energia é causado pelo mal engrenamento do par de engrenagem trocado.

Estes resultados mostram novamente a importância da utilização da TDA na identificação robusta de defeitos em sistemas mecânicos complexos tais como os câmbios automotivos e principalmente quando se utiliza sinais contendo ruídos em excesso, uma vez que sem a aplicação das TDA não seria possível verificar com precisão o mal engrenamento do par de engrenagem trocado.

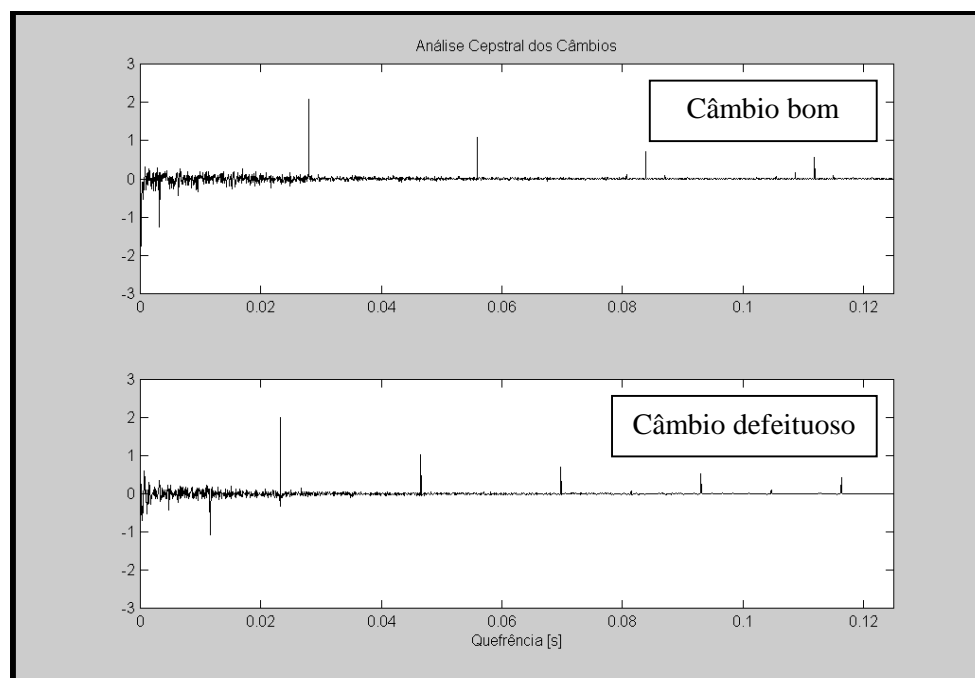


Figura 4. Análise Cepstral para o câmbio bom e defeituoso após utilização da TDA.

5. CONCLUSÕES

Foi demonstrado neste trabalho como a TDA pode ser utilizada, em conjunto com outras ferramentas de análise de sinais tais como o Cepstrum e a Análise Espectral, como uma ferramenta poderosa na identificação de falhas em câmbios automotivos mesmo quando estes ainda se encontram em suas linhas de montagem.

Introduziu-se nos câmbios automotivos analisados, defeitos cujas conseqüências eram previamente conhecidas de forma a se poder avaliar com precisão a robustez de algumas ferramentas geralmente utilizadas na manutenção preditiva de tais dispositivos.

Utilizada principalmente em conjunto com a análise Cepstral, que é uma ferramenta comumente utilizada na identificação de falhas em sistemas de engrenagens porém muito sensível à presença de ruídos, a TDA mostrou-se uma ferramenta de uso auxiliar bastante poderosa, uma vez que foi capaz de reduzir os dados e limitar a presença de ruídos nos sinais sem que houvesse perdas das principais componentes dos mesmos, fornecendo resultados altamente satisfatórios, diferentemente dos resultados obtidos quando feita a análise Cepstral sem o uso da TDA.

Esta característica da TDA de reconstituição do sinal sem grande presença de ruídos deve ser altamente ressaltada, uma vez que a grande maioria dos sinais adquiridos contém uma relação sinal/ruído pequena dificultando bastante suas análises. Deve-se portanto, tomar cuidado no uso da TDA pois ela pode eliminar componentes importantes do sinal.

Como trabalhos futuros, deve-se associar a TDA à outras ferramentas de identificação de falhas em câmbios automotivos como a Técnica do Envelope afim de avaliar a sua eficiência continuada.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à Fiat Automóveis S/A. por ter fornecido todo material necessário para a elaboração deste trabalho.

7. REFERÊNCIAS

- Bogert, B. P., Healy, M. J. and Tukey, J. W., 1963, “The quefreny analysis of time series for echoes: cepstrum, pseudo-autocovariance, cross-cepstrum and saphe cracking”, in Times Series Analysis, M. Rosenblatt, Ed. New York: Wiley, Chap. 15, pp. 209-243.
- Braun, S., 1986, “Mechanical Signature Analysis: theory and applications”, Academic Press, London.
- Brito, J. N., 1994, “Estudo dos Efeitos dos Erros Geométricos e dos Defeitos Superficiais de Engrenamento no Comportamento Dinâmico de Redutores de Eixos Flexíveis”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.
- Choy, F. K., Polyshchuk, J. J. Z., Handschuh, R. F. and Townsend, D. P., 1996, “Analysis of the effects of surface pitting and wear on the vibration of a gear transmission system”, Tribology International, Vol. 29, n. 1, pp. 77-83.
- Howard, P. L., 1974, “Applications of shock pulse technology and vibration analysis to rolling bearing condition monitoring”, Proc. 20th ISA Symposium., Albuquerque, New Mexico, pp. 231-238.
- Mamede, W. F., 1997, “Análise de Falhas em Redutores Utilizando Transformada de Wavelet”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.
- McFaden, P. D., 1994, “Window Functions for the Calculation of the Time Domain Averages of the Vibration of the Individual Planet Gears and Sun Gear in an Epicyclic Gearbox”, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 116, pp. 179-187.
- Nepomuceno, L. X., 1989, “Técnicas de Manutenção Preditiva”, Editora Edgard Blücher, Vol. 1, São Paulo, Brasil.
- Randall, R. B. and Tech, B. A., 1980, “Cepstrum Analysis and Gearbox Fault Diagnosis”, Brüel & Kjaer Application Notes, Naerum Offset, Denmark, pp. 1-20.
- Silva, L. E. L., 1997, “Relatório Técnico”, FIASA, Betim/MG, Brasil.
- Veloso, R. C., 1999, “Uma contribuição para o monitoramento de motores de combustão interna, através da análise de sinais de pressão sonora de vibrações”, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brasil.

ENSAIOS DE EDDY-CURRENT NA AVALIAÇÃO DO ESTADO OPERACIONAL DE TUBOS DE GERADORES DE VAPOR DE CENTRAIS NUCLEARES

Luiz Antonio Negro Martin Lopez

Faculdade de Engenharia Industrial - FEI, Departamento de Energética, luizlope@cci.fei.br

Daniel Kao Sun Ting

Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares – IPEN, Departamento de Engenharia de Reatores, dksting@net.ipen.br

Resumo

Neste trabalho é apresentado o resultado de uma pesquisa a nível mundial sobre os impactos técnico-econômicos causados por falhas nos feixes tubulares de geradores de vapor de centrais nucleares. É evidenciada a necessidade de desenvolver novas técnicas de avaliação do estado operacional dos tubos que compõem os feixes tubulares. Apresenta-se o ensaio não destrutivo de *Eddy-Current* que utiliza o princípio eletromagnético das correntes de *Foucault* para a inspeção e detecção de falhas nos tubos, bem como os principais tipos de defeitos. São apresentados sinais gerados por um equipamento de ensaio MIZ-40 da Zetec. A visualização e o processamento dos sinais foram realizados pelos programas Labview e Matlab. A análise dos sinais gerados tem sido uma das maiores fontes de erros de interpretação de sinais por parte de inspetores pois depende unicamente do julgamento humano. Este artigo também apresenta uma breve descrição de um sistema automático de análise de dados que vem sendo desenvolvido e que utiliza lógica *fuzzy* e inteligência artificial.

Palavras-chave: *Foucault*, ensaio, gerador de vapor, sinais

1. INTRODUÇÃO

Os geradores de vapor (GV's) de centrais nucleares do mundo todo têm apresentado sérios problemas que levam freqüentemente a paradas na operação, causando perdas na capacidade de oferta de energia, grandes despesas com reparos e substituições, bem como a exposição de pessoal à radiação.

Nos feixes tubulares dos GV's é onde se concentram os maiores problemas. Os vazamentos de água do circuito primário para o circuito secundário podem levar, além das perdas de disponibilidade e de dinheiro, a sérios prejuízos ecológico-sociais, caso ocorra contaminação do meio ambiente.

O envelhecimento prematuro dos tubos dos GV's é a razão dos vazamentos ocorridos. Uma eficiente monitoração do estado do feixe tubular e o diagnóstico preciso de falhas são as ações mais apropriadas para evitar os sérios problemas dos GV's e suas conseqüências.

A inspeção dos tubos dos geradores de vapor por meio de *Eddy-Current* é uma das formas mais eficientes que existem no momento para a avaliação da condição operacional dos feixes tubulares. Os sinais fornecidos pelos sensores de *Eddy-Current* são muito sensíveis aos diversos tipos de defeitos, apresentam muitas interferências e são de difícil interpretação pelos inspetores dada a sua complexidade (Erbay & Upadhyaya, 1997).

O objetivo deste trabalho é criar os meios necessários para a aquisição de sinais de *Eddy-Current* que possam ser posteriormente processados, analisados e interpretados

automaticamente por sistemas *fuzzy*-neurais, contribuindo dessa forma para a redução, ou até mesmo exclusão, de julgamentos individuais ou pessoais nos diagnósticos de falhas de tubos de geradores de vapor.

2. O PROBLEMA MUNDIAL DO ENVELHECIMENTO DE GV's

Atualmente existem no mundo aproximadamente 100 usinas nucleares com reatores a água pressurizada tipo PWR (*Pressurized Water Reactor*). Segundo Odar e Bouecke, 1996, dessas usinas, mais de um terço têm atualmente apresentado problemas nos seus GV's. Os geradores de vapor são grandes trocadores de calor do tipo casco e tubos em forma de U que transferem calor do circuito primário para o circuito secundário de uma usina PWR gerando vapor e movendo turbo-geradores.

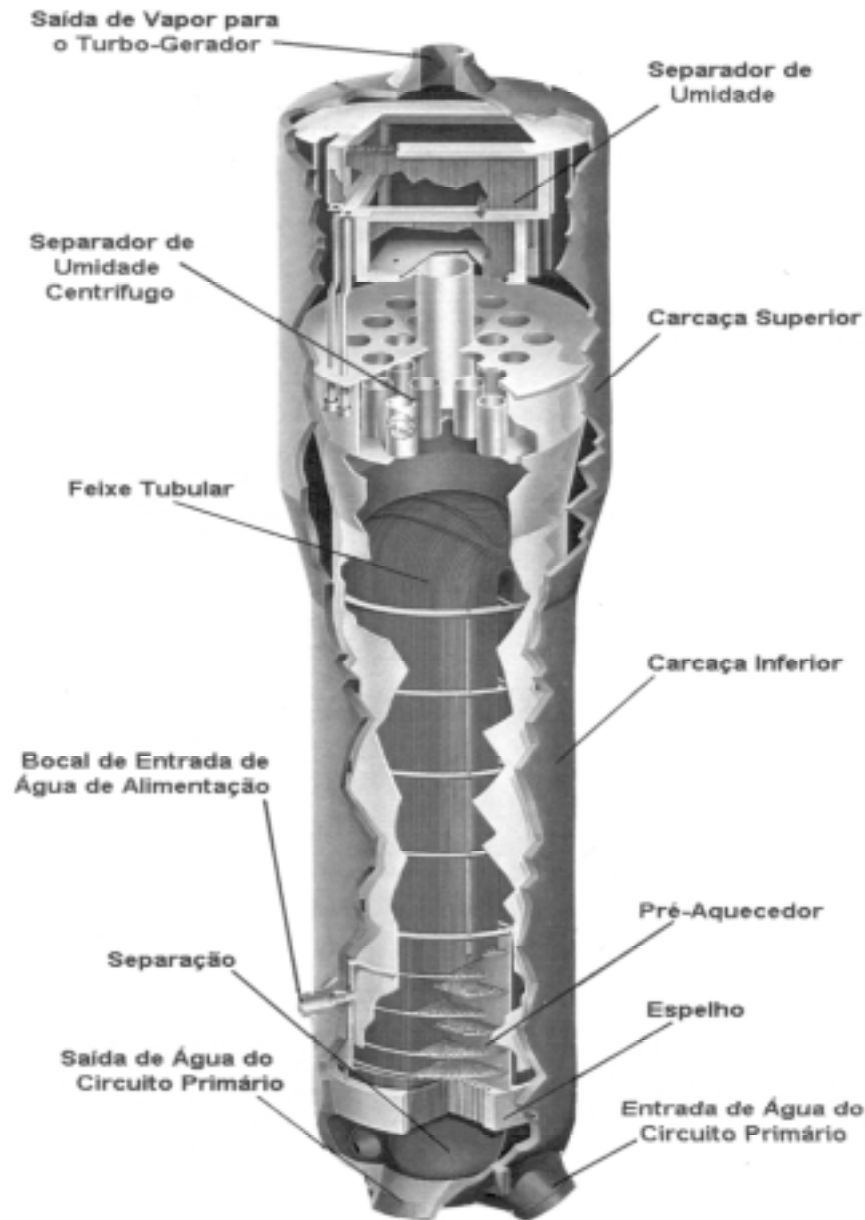


Figura 1. Vista em corte de um Gerador de Vapor típico
(Westinghouse Electric Corporation)

Os primeiros projetos de usinas levaram em conta que a vida útil dos geradores de vapor seria a mesma dos demais componentes do primário, pois nada nessa época sugeria o contrário. Entretanto, a experiência operacional mostrou ao longo dos anos que essa consideração não era correta e que os GV's eram muito suscetíveis a falhas.

A vida típica dos GV's foi originalmente prevista para 30 a 40 anos. No entanto, 35 geradores de vapor em 12 usinas tiveram que ser substituídos nos primeiros 14 anos de operação devido a problemas não previstos que não foram resolvidos ou progrediram.

Os geradores de vapor são equipamentos fundamentais em usinas PWR. Mais de 30 anos de experiência na operação de usinas mostram que a confiabilidade dos geradores de vapor afeta significativamente a disponibilidade e o desempenho geral da usina, gerando custos não previstos que a indústria nuclear tem que absorver.

Os problemas de corrosão ou degradação mecânica frequentemente levam à realização de manutenções preventivas ou corretivas que são onerosas em termos de trabalho de reparo, perda de potência e exposição à radiação do pessoal envolvido. O número de tamponamentos de tubos realizados nessas manutenções têm excedido os valores previstos. Além disso, o tempo gasto em uma inspeção ou parada não prevista ou mais demorada, também leva a consideráveis prejuízos aos usuários, acionistas e clientes, resultantes da não disponibilidade da usina.

Segundo Whyatt *et al.* (1995), somente nos Estados Unidos, os geradores de vapor foram responsáveis por uma média de 3,4% do Fator de Perda de Capacidade (FPC) de 1975 a 1994. Entre 1975 e 1988, paradas não previstas de geradores de vapor resultaram em perdas de geração da ordem de 135 milhões de MWh em todo o mundo.

A Figura 2 apresenta a evolução do FPC ao longo dos anos nos Estados Unidos, devido a problemas nos GV's, incluindo substituições completas.

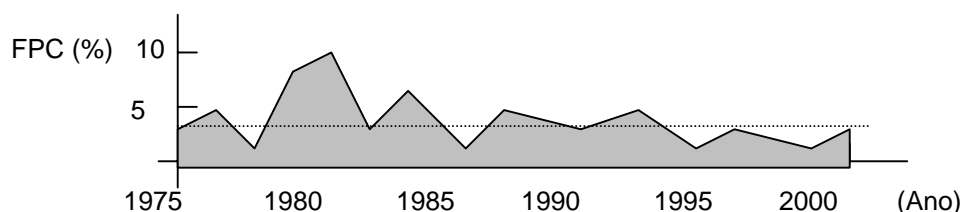


Figura 2. Evolução do Fator de Perda de Capacidade

As ações corretivas promovidas pelos fabricantes vão de pequenas melhorias operacionais a grandes e onerosas harmonizações de projeto, materiais estruturais e da química da água, visando a melhoria do desempenho.

Além disso, devido à natureza da energia nuclear e de seus desdobramentos públicos, tais problemas levaram a avaliações relativas à segurança e suas consequências para a população. Consequentemente, esforços, verbas e um tempo considerável têm sido demandados para a eliminação, ou redução para níveis aceitáveis, dos problemas nos geradores de vapor.

Avaliações técnico-econômicas determinaram a substituição completa e prematura de geradores de vapor. Whyatt *et al.* (1995), apresentam que em 22 usinas foram substituídos 61 geradores de vapor até 1994 a um custo médio de US\$ 40 milhões por GV e 130 dias de parada por usina. Segundo os mesmos autores, entre 1994 e 2000 mais 25 usinas com 85 GV's atingiram a mesma condição o que, evidentemente, são números bastante significativos.

3. O ESTADO DE INTEGRIDADE E A SEGURANÇA DOS GV's

Os geradores de vapor, como componentes de interface entre os circuitos primário e secundário, têm grande importância para a planta pois, além de transferirem calor eficientemente entre os dois circuitos, também devem impedir qualquer passagem de água radioativa pressurizada do circuito primário para o circuito secundário, que opera a uma pressão menor.

Esta dupla função dos GV's resulta em requisitos de projeto que levam a resultados opostos, exigindo dos projetistas uma dosagem criteriosa entre as funções de transferência de calor e impedimento da passagem de radioatividade. A espessura da parede dos tubos deve ser pequena por considerar a troca de calor, porém deve ser suficiente para garantir a confiabilidade operacional considerando a degradação dos tubos.

As dimensões dos tubos devem levar a um feixe tubular compacto visando uma alta eficiência na troca de calor. Por outro lado, o passo dos tubos no feixe deve ser grande suficiente para que a inspeção e a manutenção sejam feitas de maneira eficiente.

A fabricação é importante no estabelecimento da condição de segurança de um GV e sua integridade só poderá ser comprovada se existir um controle eficiente da composição e do comportamento dos materiais, bem como de todos os detalhes construtivos.

Os feixes tubulares dos geradores de vapor são particularmente sujeitos a falhas e degradação, motivados por uma série de fatores que agem em conjunto ou isoladamente, tais como falhas nos códigos de projeto e nas técnicas analíticas disponíveis na época, aparecimento de mecanismos não previstos de degradação de materiais e componentes devido às altas temperaturas de operação, altas vazões e concentração de elementos corrosivos nos meios fluidos.

A quantificação dos fatores envolvidos no processo de envelhecimento dos tubos dos geradores de vapor é fundamental para o correto gerenciamento e avaliação da sobre-vida (Bartonicek *et al.*, 1996). A necessidade crescente de precisão na determinação de custos, na avaliação da disponibilidade e da confiabilidade operacionais (Carter, 1978), bem como a globalização, potencializam a necessidade do conhecimento do estado de integridade dos GV's. A monitoração operacional é uma ferramenta que limita os possíveis mecanismos de falha na medida em que considera suas causas. A avaliação dos resultados das monitorações fornece as regiões onde as falhas possíveis podem ocorrer e, portanto, quais são de interesse para exames especiais como testes não destrutivos que monitoram as consequências de um mecanismo de falha.

4. PRINCIPAIS DANOS NOS FEIXES TUBULARES DOS GV's

O desempenho operacional dos GV's é comprometido por fatores que atuam isoladamente ou em conjunto, causando uma excessiva degradação dos tubos. Tais fatores são: projeto e fabricação deficientes, materiais inadequados e controle inadequado da química da água.

Segundo Bouecke & Flammann (1996), a maior parte dos danos é causada por fenômenos de corrosão, vibração induzida pelo escoamento e desgaste.

Os principais fenômenos de corrosão que podem levar à ruptura são o desgaste geral (*wastage*), a redução da espessura da parede (*thinning*), o desgaste localizado (*pitting*), o ataque intergranular (*Intergranular Attack* - IGA) e a corrosão sob tensão (*Stress Corrosion Cracking* - SCC).

O *pitting* é uma degradação volumétrica e resulta de diferenças galvânicas no tubo. O desgaste localizado ácido (*acidic pitting*) é o tipo mais comum e é associado com a introdução de cloretos, ânions de sulfetos e óxidos de cobre no gerador de vapor por componentes da planta (Rozenfeld, 1981). O ataque intergranular (IGA), é caracterizado pelo ataque relativamente uniforme do contorno do grão na superfície do tubo e pode ser volumétrico ou

bi-dimensional. A corrosão química é o fator que mais contribui no IGA com a tensão contribuindo com menor intensidade. A corrosão sob tensão (SCC) consiste em uma fissura simples ou múltiplas fissuras maiores com ramificações de pequenas a moderadas e é considerada como bi-dimensional com largura e profundidade (Jones & Ricker, 1998). A SCC ocorre tanto no lado do circuito primário como no lado do circuito secundário como uma combinação de corrosão química e tensão. Normalmente ocorre nas variações de geometria da tubulação tais como expansões, estricções ou em seções de tubos que foram tensionadas, como por exemplo, o lado interno dos tubos em U do gerador de vapor.

Os fenômenos acima mencionados devem ser criteriosamente avaliados por meio da determinação de suas causas e mecanismos visando, dessa forma, restringir os efeitos não desejados no desempenho dos GV's.

5. INSPEÇÕES DO FEIXE TUBULAR

A monitoração do estado de integridade dos tubos do GV é feita por meio de inspeções. O arranjo do feixe tubular dificulta e até impede, o acesso à superfície externa dos tubos que normalmente tem diâmetro de $\frac{3}{4}$ de polegada (19 mm), só permitindo o acesso ao seu interior por meio de sondas.

Considerando que os GV's inspecionados devem continuar a operar tão logo quanto possível, a inspeção deve ser feita rapidamente. Outro fator a considerar é a contaminação por radionuclídeos a que os inspetores são submetidos caso a proximidade do operador ou o tempo de inspeção não sejam apropriados.

Dessa forma, as inspeções devem consistir de ensaios não destrutivos (END) que sejam rápidos e que preservem a capacidade operacional do gerador de vapor após a inspeção.

A inspeção por *Eddy-Current* é atualmente uma das formas mais eficientes de detectar e monitorar falhas ou defeitos que possam comprometer a integridade dos tubos de geradores de vapor e tem sido extensivamente utilizada (Upadhyaya *et al.*, 1997). Esta inspeção permite determinar o tipo, o tamanho, a forma, a geometria e a posição das falhas ou defeitos dos tubos inspecionados além de revelar variações de composição e dimensões. A alta velocidade do teste, em comparação com outros métodos e a possibilidade de automação do ensaio, com avaliações feitas através do computador, são os grandes potenciais deste método de inspeção.

5.1 Princípio de funcionamento do *Eddy-Current*

A inspeção por *Eddy-Current* é baseada no princípio eletromagnético das correntes parasitas, ou seja, a indução eletromagnética de correntes elétricas circulares no material, também conhecidas como correntes de *Foucault*, conforme apresentado na Figura 3.

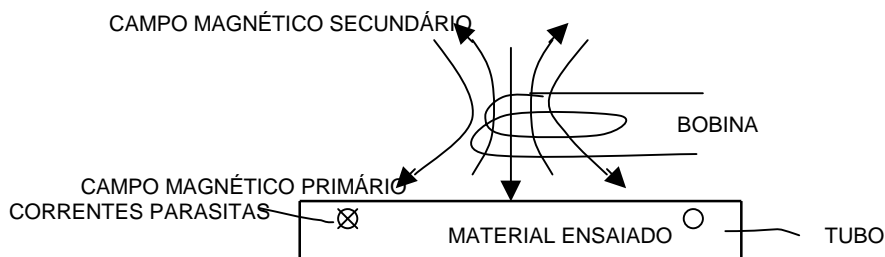


Figura 3. Princípio de funcionamento do *Eddy-Current*

As correntes parasitas são geradas no material ensaiado por meio de um campo magnético alternado primário com determinada frequência e intensidade, gerado por uma bobina indutora de forma geométrica apropriada e excitada por uma corrente alternada (Stegemann, 1986).

As correntes parasitas geram um campo magnético alternado secundário, o qual é oposto ao campo primário, gerado pela bobina. Assim, o campo primário será tanto mais atenuado quanto mais intenso for o campo secundário.

A formação das correntes parasitas no tubo depende, além da geometria, primeiramente das características eletromagnéticas do material como a condutividade elétrica (σ) e permeabilidade magnética (μ), em especial para material ferromagnético. A não homogeneidade do material também influencia no comportamento das correntes parasitas. Alterações locais de condutividade podem ter origens completamente diversas tais como trincas e descontinuidades no material com diferentes formas geométricas ou variações na composição do material (Stegemann *et al.*, 1997).

A Figura 4 apresenta o esquema do circuito utilizado nos ensaios de *Eddy-Current*.

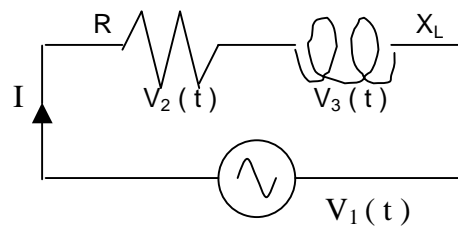


Figura 4. Circuito do ensaio de Eddy-Current

No circuito acima, a reatância indutiva X_L é dada pela seguinte expressão:

$$1) \quad X_L = 2 \pi f L \quad ($$

A frequência (f) afeta significativamente a geração das correntes parasitas devido ao efeito pelicular, ou seja, quanto maior a frequência, menor a profundidade de penetração da corrente alternada. L é a indutância, dada pela expressão:

$$2) \quad L = N^2 / \mathfrak{R}_T \quad ($$

Na expressão da indutância, N é o número de espiras da bobina e \mathfrak{R}_T é a relutância total. A relutância é a reação de um meio à passagem de um fluxo magnético Φ dado por:

$$3) \quad \Phi = N I / \mathfrak{R}_T \quad ($$

O fluxo magnético variável gerado pela corrente alternada produz uma força eletromotriz induzida que gera as correntes de *Foucault*.

A relutância total é a somatória das reações dos diversos meios (a,b,c,...) atravessados pelas linhas de fluxo e é dada por:

$$4) \quad \mathfrak{R}_T = l_a / \mu_a S_a + l_b / \mu_b S_b + l_c / \mu_c S_c + \dots \quad ($$

onde l é o comprimento μ é a permeabilidade magnética e S é a área.

A tensão nesse circuito é:

$$V_1 = Z I \quad (5)$$

onde Z é a impedância e I é a corrente. Tanto a resistência desse circuito quanto a reatância indutiva são compostas por parcelas da bobina e da peça testada.

Utilizando o plano complexo para representar as grandezas acima, a impedância é representada por um vetor de comprimento Z e pelo ângulo de fase α conforme apresentado na Figura 5:

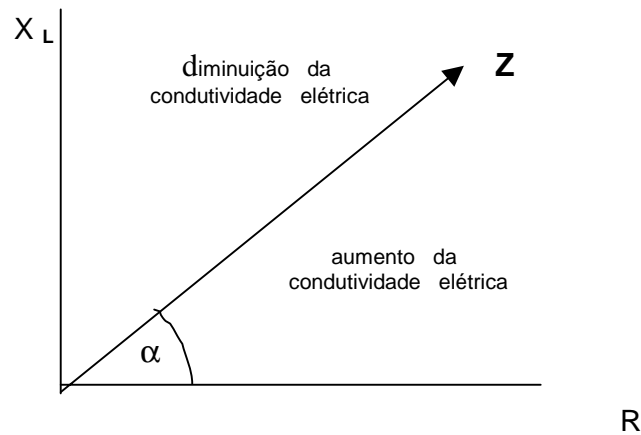


Figura 5. Gráfico da Impedância

A condutividade do material testado afeta significativamente a impedância. Defeitos como trincas ocasionam um decréscimo na condutividade e, se a bobina passa pelo defeito, isto pode ser detectado pela variação da fase e da amplitude do sinal resultante.

Quando a bobina passa por uma trinca, ocorre um desbalanceamento no campo magnético pois o ar que ocupa o lugar do material no local da trinca é um material paramagnético. A redução da condutividade elétrica provoca o deslocamento do vetor da impedância no sentido da redução da resistência e do aumento da reatância indutiva, correspondendo à passagem das linhas de fluxo pelo começo da trinca.

À medida que a sonda se desloca, as linhas de fluxo deixam de encontrar ar e passam a encontrar material com maior condutividade elétrica. Dessa forma, a resistência passa a aumentar devido à maior resistividade e a reatância indutiva passa a diminuir pois são geradas correntes parasitas tornando o campo secundário mais forte.

O trajeto percorrido pela extremidade do vetor impedância no plano complexo é fechado e chamado de pétala. A passagem de uma segunda bobina de uma mesma sonda forma uma pétala especular. A Figura 7 apresenta algumas pétalas. O código ASME, Seção XI, apresenta a metodologia de calibração para ensaios de correntes parasitas.

6. GERAÇÃO E AQUISIÇÃO DE SINAIS DE ENSAIOS DE EDDY-CURRENT

Neste trabalho foram gerados e adquiridos sinais com o objetivo de serem utilizados por um sistema de identificação e dimensionamento de defeitos, descrito no item 7.

Os sinais foram gerados pelo aparelho MIZ-40 da Zetec, convertidos em uma placa analógico/digital A/D National DAQ Card 700, interface PC MC IA e foram adquiridos através do programa Matlab (1997). Os sinais puderam ser visualizados da mesma forma como são apresentados na tela do aparelho MIZ-40, conforme apresentado nos Gráficos da Resistência e da Reatância dos Defeitos (Figura 6) e no Gráfico da Impedância dos Defeitos (Figura 7).

Foi utilizado um corpo de prova de aço inox 316 L, diâmetro 18,902 mm e espessura 1,703 mm, com 6 (seis) furos de 4 mm de diâmetro, profundidade variando desde 20 % da espessura até furo passante com incrementos de 20 % e 4 (quatro) furos passantes com mesmo diâmetro em uma posição axial posterior.

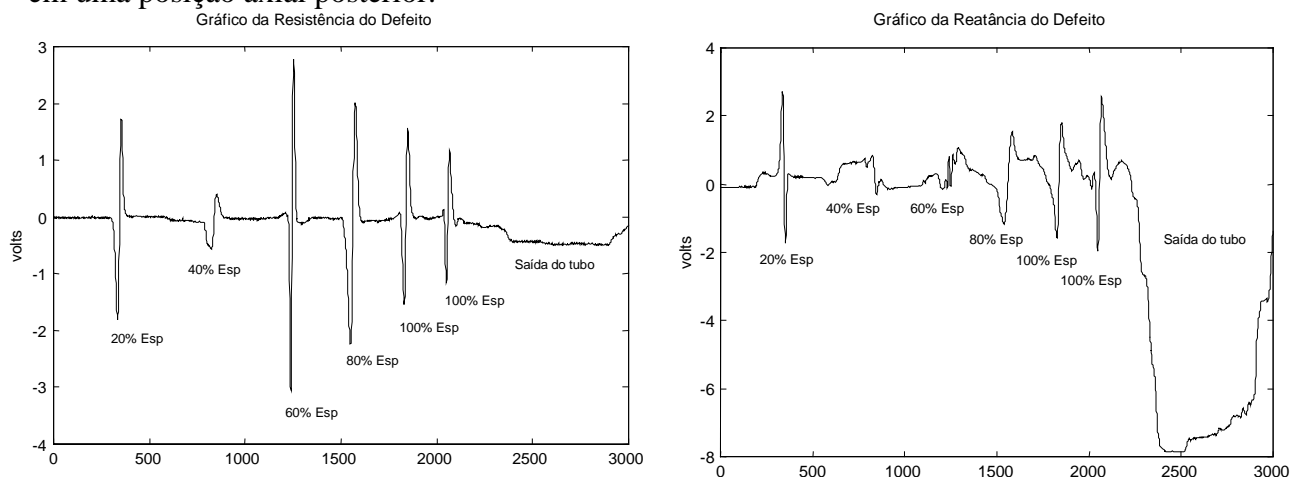


Figura 6. Gráficos da Resistência e da Reatância dos Defeitos

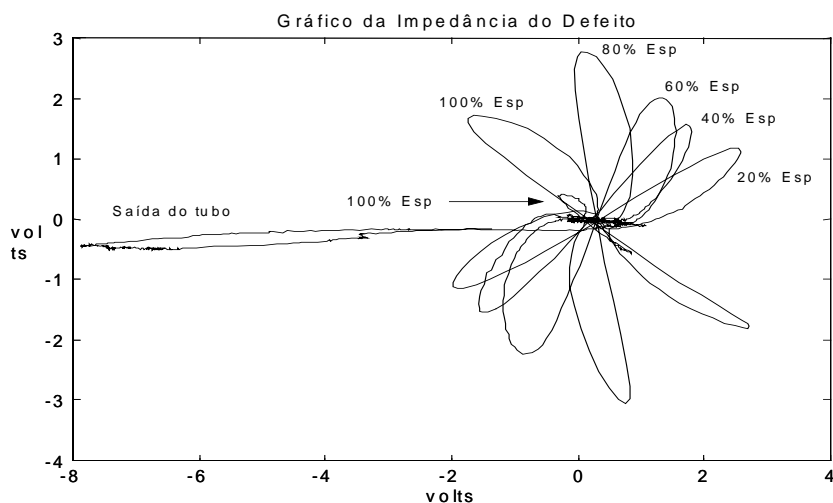


Figura 7. Gráfico da Impedância dos Defeitos

7. O SISTEMA ATUAL DE INTERPRETAÇÃO DE SINAIS, SUAS LIMITAÇÕES E POSSÍVEIS SOLUÇÕES

Atualmente, os inspetores de ensaios de *Eddy-Current* determinam a existência e as dimensões dos defeitos, interpretando as pétalas geradas em uma inspeção pela comparação dos ângulos de fase dessas pétalas com os ângulos de fase das pétalas padronizadas previamente geradas em procedimentos normalizados de calibração. O Código ASME, Seção V, Artigo 8, Apêndice I, descreve a metodologia de ensaio por correntes parasitas em tubos de geradores de vapor, bem como apresenta os procedimentos de calibração que devem ser realizados em tubos com o mesmo material, as mesmas dimensões, com defeitos calibrados e em determinadas frequências.

As comparações muitas vezes provocam dúvidas nos inspetores quanto à existência de defeitos e suas dimensões, o que leva frequentemente a tamponamentos desnecessários de tubos. Além disso, as conclusões das diagnoses muitas vezes são comprometidas quanto à

repetibilidade e à confiabilidade pois dependem unicamente do julgamento humano. É comum obter resultados diferentes para inspetores diferentes ou até mesmo resultados diferentes para um mesmo inspetor.

Possíveis soluções para o problema exposto são propostas por Yan *et al.* (1995 e 1996) e Upadhyaya *et al.* (1997 e 1999). Os autores propõem a utilização de um novo sistema de interpretação de sinais que reduzirá ou até mesmo substituirá diagnósticos subjetivos de inspetores para a identificação e o dimensionamento dos defeitos de tubos, cuja arquitetura é apresentada na Figura 8. O sistema utilizará Transformadas *Wavelet* para o processamento de sinais, bem como as técnicas associadas da Lógica *Fuzzy* e da Inteligência Artificial (Sistema *Fuzzy-Neural*) para a identificação e o dimensionamento dos principais defeitos de tubos.

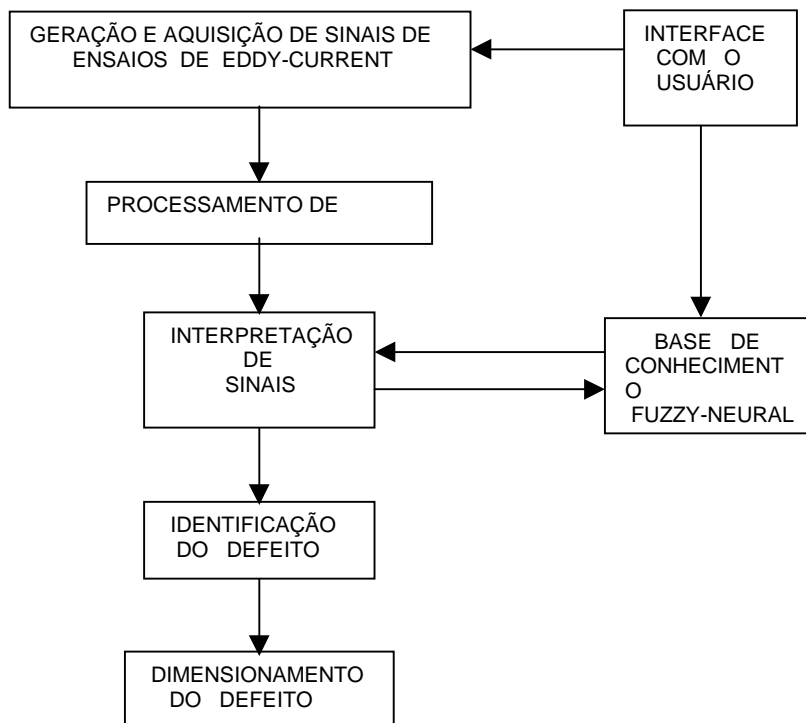


Figura 8. Arquitetura do novo sistema de interpretação de sinais

8. CONCLUSÕES

Conforme evidenciado nos primeiros itens deste trabalho, os geradores de vapor de centrais nucleares têm sido responsáveis por grandes perdas de tempo e dinheiro, ocasionadas por falhas nos feixes tubulares.

A inspeção por *Eddy-Current* é uma das formas mais utilizadas para localizar e dimensionar as falhas nos tubos. No entanto, este método de inspeção apresenta limitações quanto à interpretação visual de sinais pois é baseado apenas no julgamento humano.

Para solucionar este problema, é necessária a criação de um sistema automático de interpretação de sinais que é complexo e que vem sendo desenvolvido por diversos autores.

Neste trabalho são apresentados os resultados do desenvolvimento da primeira etapa desse sistema que é a geração e a aquisição de sinais de ensaios de *Eddy-Current* de uma forma apropriada.

9. AGRADECIMENTOS

Agradecemos a participação da ABENDE (eng. José Roberto G. Miranda), da Brasitest (Sr. Claudio Dias Samuel), do IPEN (eng. Alfredo Alvim de Castro) e dos alunos Marcelo Araújo de Campos e Edison Yukio Kato Jr. do Programa de Iniciação Científica da FEL.

10. REFERÊNCIAS

ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Seção V, Ensaios Não Destrutivos, “Exame de Produtos Tubulares por Correntes Parasitas”.

Bartonicek, J., Jonas, O. and Schoeckle, F., 1996, “Quantification of the Safety Status of PWR Generators, Conference on Steam Generators and Heat Exchangers”, Toronto, Canada.

Bouecke, R. and Flammann, T., 1996, “German Experience in Steam Generator Maintenance and Repair”, Siemens AG, Power Generation Group KWU, Additional Information to IAEA – International Training Course on Ageing Phenomena and Diagnostics for PWR Type Reactors, Erlangen, Germany.

Carter, A. D. S., 1978, “Reliability Reviewed”, Proc. Inst. Mech. Engineers, vol 193, 81-92.

Erbay, A. S., Upadhyaya, B. R., 1997, “A Personal Computer-Based On-Line Signal Validation System for Nuclear Power Plants”, Nuclear Technology, Vol. 119, 63-75.

Jones, R. H., Ricker, R. E., 1998, “Stress-Corrosion Cracking” ASM Handbook, 145-162.

Matlab – Versão do Estudante (4), The Math Works Inc., Makron Books, 1997.

Odar, S., Bouecke, R., 1996, “Strategies for Steam Generator Design, Operation and Lifetime Extension”, Siemens AG, KWU, Additional Information to IAEA – Interregional Training Course on Ageing Phenomena and Diagnostics for PWR, Erlangen, Germany.

Rozenfeld, I. L., 1981, “Corrosion Inhibitors”, Mc Graw-Hill International Book Company, pg. 5-85.

Stegemann, D., 1986 “Avanços Tecnológicos em END por Correntes Parasitas”, Revista dos END, pg. 23-29.

Stegemann, D., Reimche, W., Feiste, K. L., Heutling, B., 1997, “Characterization of Materials Behavior by Electromagnetic Nondestructive Testing”, Anais do MARCON 97, Knoxville, Tennessee, 87.01 – 87. 09.

Upadhyaya, B. R., Hooper, W., Yan, W., Behraves, M. M., Henry, G., 1997, “Advances in Information Processing in Eddy Current Diagnostics of Steam Generator Tubing”, Anais do MARCON 97, Knoxville, Tennessee, 85.01 – 85.13.

Upadhyaya, B. R., Erbay, A. S., Házi, G., Sung, K. Y., 1999, “Eddy-Current Test Data Analysis for Steam Generator Tubing Diagnosis Using Artificial Intelligence Methods”, Annual Report, Nuclear Engineering Department, The University of Tennessee, prepared for EPRI.

Whyatt, P., Horrocks, P. and Mills, L., 1995, “Steam Generator Reliability - Implications for APWR Codes and Standards”. Nuclear Energy, N. 34, 4 Aug., 217-228.

Yan, W., Upadhyaya, B. R., Behraves, M. M., Henry, G., 1995, “Artificial Intelligence-Based Decision Methods for Diagnostics of Steam Generator Tubing”, Proceedings of the 9th Power Plant Dynamics, Control and Testing Symposium, 70.01 – 70.11.

Yan, W., Upadhyaya, B. R., 1996, “An Integrated Signal Processing and Neural Networks System for Steam Generator Tubing Diagnostics Using Eddy Current Inspection”, Ann. Nucl. Energy Vol. 23, N^o 10, pp. 813-825.

ANÁLISE E OTIMIZAÇÃO ESTRUTURAL DE CONEXÕES "T" EM PVC

Paulo C. Kaminski

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Prof. Mello Moraes, 2231 - 05508-900 - São Paulo - Brasil

Luiz Bandeira de Mello Laterza

AQUEDUTO -Rua Fradique Coutinho, 1896 - 05416-002 - São Paulo - Brasil

Resumo

As tubulações de PVC são a alternativa mais utilizada nas instalações prediais de água fria. As tubulações de PVC apresentam elevada durabilidade o que, associado ao seu baixo peso, facilidade de manuseio e seu custo extremamente competitivo, fez com que este tipo de tubulação substituísse as tubulações de aço galvanizado. Entretanto devido a sua menor resistência mecânica enfrentam problemas de falhas estruturais. Este trabalho tem um caráter tecnológico e aplicado. Inicialmente é apresentada uma descrição das falhas que ocorreram em serviço em conexões de PVC, tipo "T" em diâmetros maiores e pouco usuais. Segue-se uma avaliação das possíveis causas que provocaram estas falhas. A partir do problema identificado define-se o parâmetro crítico de projeto e elabora-se uma metodologia para o desenvolvimento do produto. São realizados modelos tridimensionais de elementos finitos para se avaliar o campo de tensões - deformações. A partir dos modelos calibrados são avaliadas alternativas com vistas a otimização estrutural da conexão considerando critérios técnicos e econômicos.

Palavras-chave: conexão em "T", PVC, falhas estruturais

1. INTRODUÇÃO

Quase cinquenta anos após terem sido introduzidas no Brasil, as tubulações de PVC são hoje a alternativa mais utilizada nas instalações prediais de água fria. Não sofrendo processo de corrosão, as tubulações de PVC (policloreto de vinila) apresentam elevada durabilidade o que, associado a seu baixo peso, facilidade de manuseio e execução da junta (soldável quimicamente) e seu custo extremamente competitivo, fez com que este tipo de tubulação gradativamente substituísse as tubulações de aço galvanizado amplamente utilizadas nas décadas de 60 e 70.

Entretanto, devido a sua menor resistência mecânica, as tubulações de PVC enfrentam problemas de falhas ocasionadas por pressões ou sobrepressões elevadas que, em certas circunstâncias, podem ocorrer nas instalações prediais, levando à ruptura das tubulações.

Estatísticas do Conselho Internacional de Edificações mostram que as instalações hidráulicas são o subsistema que maior número de problemas apresenta após a ocupação do edifício. Em particular, as instalações de água fria são as que mais contribuem para esse elevado índice de problemas. Os problemas geralmente se configuram como uma ruptura da tubulação, ocasionando infiltração nas paredes e forros, encharcamento dos pisos ou alagamento dos ambientes. Se, por um lado, esse tipo de falha não costuma colocar em risco a vida e a saúde das pessoas, por outro lado os prejuízos materiais e os transtornos causados aos moradores normalmente são consideráveis.

As conexões costumam ser o elo fraco das tubulações e as rupturas quase sempre ocorrem nesses produtos. Dessa forma, mais da metade das reclamações recebidas pelos fabricantes de tubos e conexões de PVC referem-se às conexões utilizadas nas instalações prediais de água fria, apesar desses produtos representarem menos de 20% de suas vendas.

Dentre as conexões, as conexões em "T" e em "joelho" apresentam quase que a totalidade das falhas ocorridas. Isto ocorre pela própria função da conexão que é a de mudar a direção do fluxo da água de forma brusca num pequeno espaço, ao contrário do que acontece com as conexões em curva, por exemplo.

Este trabalho concentrar-se-á no estudo e otimização das conexões em "T". As figuras 1 e 2 apresentam os modelos da referida conexão para a dimensão nominal de 75mm dos dois maiores fabricantes nacionais.

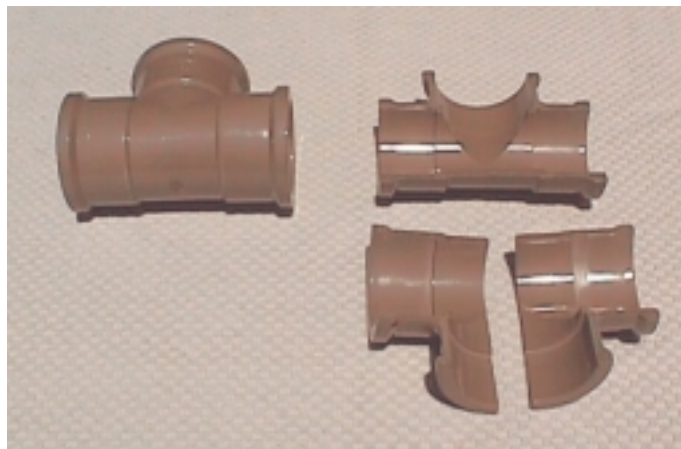


Figura 1. Conexão "T" - 75 mm - fabricante 1



Figura 2. Conexão "T" - 75 mm - fabricante 2

2. ESTUDO DA FALHA

Na década de 70, quando houve uma acentuada verticalização das edificações e ao mesmo tempo uma grande popularização das tubulações de PVC, os fabricantes enfrentaram um grave problema nos grandes centros urbanos, pois as válvulas de descarga disponíveis na ocasião tinham sido projetadas para serem instaladas em tubulações de aço galvanizado e provocavam elevados “golpes de aríete”. Na ocasião, foi necessário um esforço conjunto das indústrias de metais sanitários e de tubulações plásticas para o desenvolvimento de válvulas com fechamento lento, de modo que os tubos de PVC pudessem ser utilizados nos edifícios com mais de 4 pavimentos.

Apesar do aperfeiçoamento das válvulas de descarga ter contribuído para uma sensível diminuição do número de problemas ocorridos em edifícios altos, tem-se deparado nos últimos anos, com algumas rupturas de conexões que não podem ser explicadas por pressão excessiva ou pela amplitude das sobrepressões ocorridas na instalação. Nesses casos, medições efetuadas no local demonstram que as pressões atuantes não chegam a ultrapassar a pressão de serviço para a qual foram projetadas as conexões e assim mesmo elas se rompem.

A partir de estudos iniciais, pode-se desprezar a hipótese de defeito isolado de produção pois, em alguns casos, sucessivas substituições das conexões rompidas resultaram em novas rupturas, o que não seria provável caso o defeito não fosse sistemático. A figura 3 apresenta algumas conexões onde ocorreram falhas provocando o vazamento de água.



Figura 3. Conexões com falhas estruturais

Avaliando as conexões com falhas estruturais notou-se que a grande maioria tinha como início os cantos internos do "T". Na conexão maior da figura 3 vê-se claramente a posição do início do vazamento, pois o encanador procurou sanar o problema procurando vedar o vazamento com massa de cimento.

Estudos das falhas ocorridas indicam que o problema que está ocorrendo nesses casos é decorrente do fenômeno de fadiga do material por oscilações de pequena amplitude e alta frequência.

Apesar do fenômeno de fadiga em tubulações de PVC ter sido estudado por alguns pesquisadores, a ênfase foi sempre voltada para tubos (Bowman, 1990) e pouquíssimos trabalhos enfocaram as conexões (Jacobi, 1965).

No Brasil, ainda não foi realizado nenhum estudo sistemático a respeito do fenômeno de fadiga em tubulações de PVC e as normas existentes não fazem menção ou qualquer exigência relativa a resistência à fadiga, seja de tubos, seja de conexões.

Assim partiu-se inicialmente para a modelagem pelo método dos elementos finitos para uma avaliação do campo de tensões e deformações para a dimensão nominal de 75 mm.

3. MODELO DE ELEMENTOS FINITOS

A conexão em "T" devido a existência de dois planos de simetria permite a simulação de 1/4 do modelo geométrico, como mostrado na figura 4.

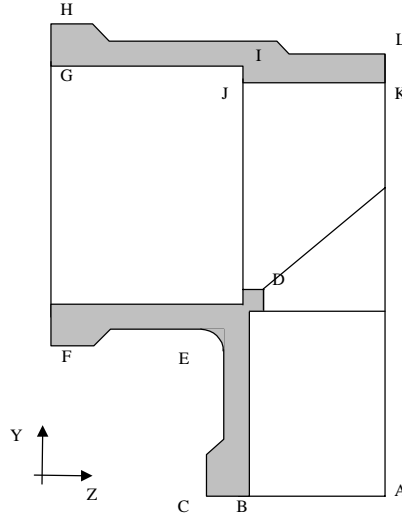


Figura 4. Modelo da conexão "T"

As condições de contorno utilizadas foram:

- restrição de deslocamento em z na face AL devido a simetria;
- restrição de deslocamento em x na face ACFHL devido a simetria;
- restrição de deslocamento em y na face ABC, procurando simular as restrições impostas pela junção de um tubo.

Notar que a face FEGH, por hipótese adotada, não foi restrita na direção z.

As propriedades mecânicas consideradas na modelagem para o material policloreto de vinila (PVC) foram (Collins et all - 1989):

- | | | |
|---|----------------------|-------|
| • densidade (ρ) | (kg/m ³) | 1.400 |
| • coeficiente de poisson (ν) | (adim) | 0,3 |
| • módulo de elasticidade (E) | (MPa) | 2.800 |
| • resistência a tração ($\sigma_{\text{tração}}$) | (MPa) | 50 |

É importante notar que as propriedades mecânicas do PVC alteram-se com a temperatura. As propriedades consideradas foram tomadas para uma temperatura de 20° C (Carlowitz, 1990).

As conexões estarão sujeitas a um estado triaxial de tensões. Assim sendo é necessário utilizar um critério específico para realizar uma comparação com os dados obtidos do ensaio de tração (uniaxial) do material. Neste trabalho será calculada uma "tensão equivalente" também denominada de "tensão de von Mises" obtida da seguinte expressão:

$$\sigma_{\text{equiv}} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2)} \quad (1)$$

onde os índices 1, 2 e 3 indicam as três tensões principais.

A relação entre a tensão limite a tração e a tensão equivalente fornece uma informação do coeficiente de segurança teórico do componente sob o enfoque da análise estrutural. Assim sendo este parâmetro será determinado para o ponto, ou região, de tensão equivalente máxima.

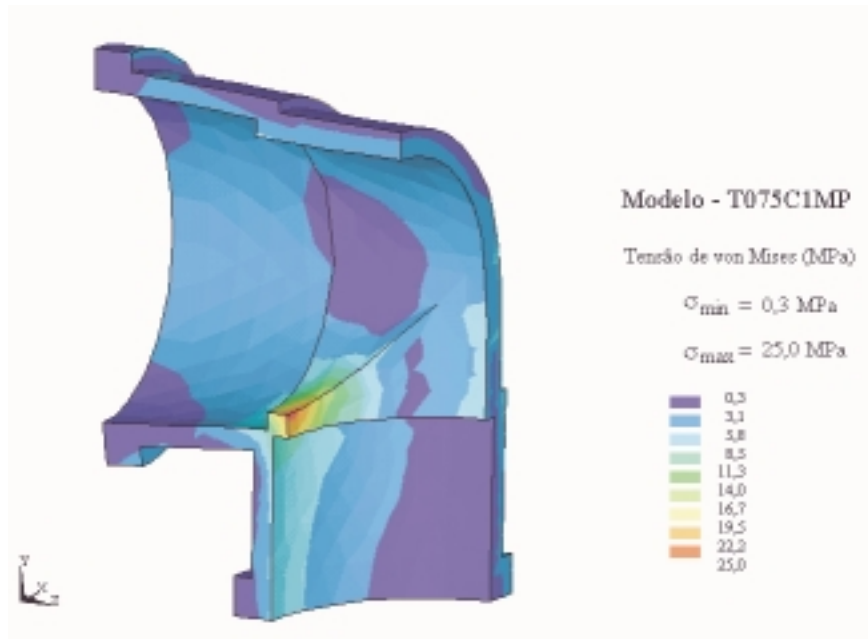


Figura 5. Resultados para a dimensão nominal de 75 mm

4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

É importante notar que apenas uma pequena parcela da conexão (região correspondente ao ponto D da figura 4.) apresenta uma concentração de tensão, indicando que se houver falha estrutural na mesma é provável que a trinca ocorra naquela região (ver figura 3 e 6.). Esta região de concentração de tensões tem um valor de tensão da ordem de 4 a 5 vezes superior ao resto da conexão. Notar ainda que este valor é da ordem de 50% da tensão de ruptura, indicando que mesmo no ponto de concentração de tensão para a carga de projeto (pressão interna de $50 \text{ mca} = 0,5 \text{ MPa}$) não deveria haver falhas para cargas estáticas. Assim é mais um indício que o problema em questão é de fadiga.

Sob o enfoque da otimização estrutural não é interessante que um produto tenha uma pequena região com altos níveis de tensão enquanto a maior parte esteja num nível de tensão muito inferior, como é o caso desta conexão. Assim o parâmetro crítico de projeto é a região correspondente ao ponto D e a função objetivo é a minimização do nível de tensão nesta região. Ou seja, atendendo-se este objetivo melhora-se todo o comportamento estrutural do componente (Kaminski, 1999).



Figura 6. Região de concentração de tensão - parte interna

5. RECOMENDAÇÕES

Nota-se que muitos fabricantes procuram reforçar, com o acréscimo de material a região correspondente ao ponto E da figura 4. Isto provavelmente ocorre em virtude de visualmente se detectar a trinca nesta região. Entretanto a partir de uma análise mais acurada dos resultados apresentados na figura 5 nota-se que esta região apresenta um nível de tensão baixo, e portanto, para o problema em questão de nada adianta acrescentar material nesta posição.

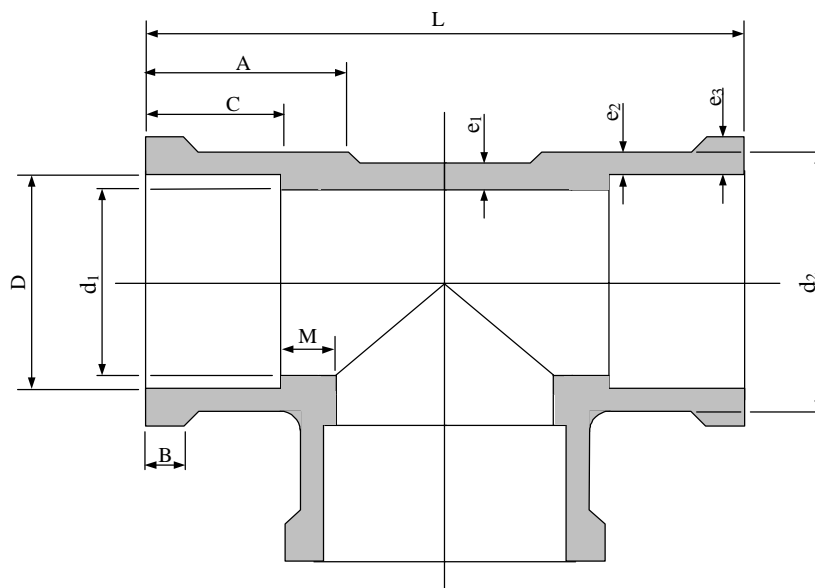


Figura 6. Nomenclatura das dimensões

A partir de um estudo mais aprofundado nota-se que o problema da concentração de tensão está intimamente ligado com a relação das dimensões $(D-d_1)$ e M , dimensão esta do degrau do batente. Ou seja, há uma concentração de tensão em virtude de uma mudança "brusca" de seção. Assim deve-se atuar sobre estas dimensões, sem aumentar em demasia o volume e portanto a massa e o custo da peça, com o intuito de otimizá-la estruturalmente e não na dimensão e_1 ou e_2 como se nota em alguns produtos disponíveis no mercado.

Tendo este resultado como válido e comprovado procurou-se alternativas chegando ao modelo apresentado na figura 7.

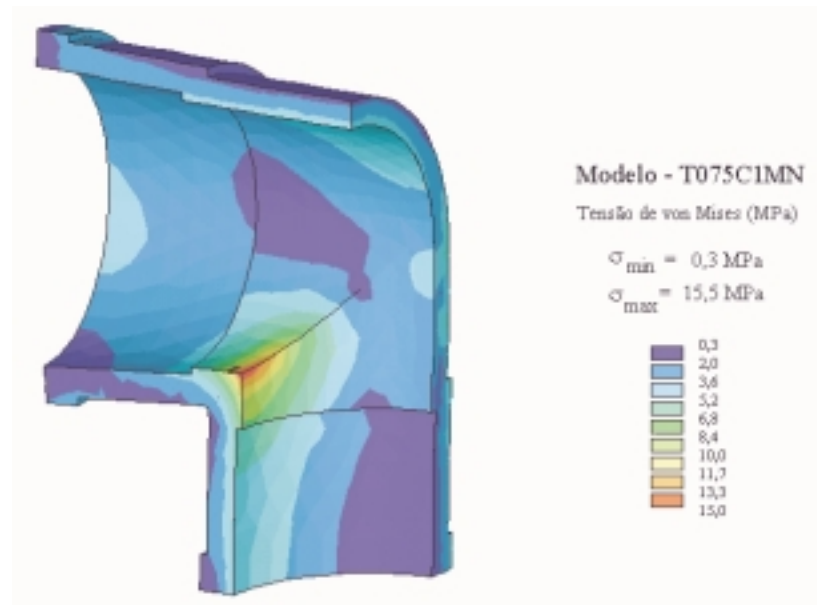


Figura 7. Resultados atualizados para a dimensão nominal de 75 mm

6. CONCLUSÕES

As tubulações de PVC são atualmente a alternativa mais utilizada nas instalações prediais de água fria. Entretanto, devido a sua menor resistência mecânica, as tubulações de PVC enfrentam problemas de falhas levando à ruptura das tubulações.

Dentre as conexões, as conexões em "T" e em "joelho" são as mais críticas. Isto ocorre pela própria função da conexão que é a de mudar a direção do fluxo da água de forma brusca num pequeno espaço, ao contrário do que acontece com as conexões em curva, por exemplo.

Este trabalho procurou inicialmente apresentar a análise das falhas ocorridas em conexões "T", identificando a região de início da trinca e principalmente sua causa (fadiga). A seguir, com o auxílio da modelagem pelo método dos elementos finitos identificou-se a região de concentração de tensão e o motivo para a ocorrência desta concentração de tensão. A seguir analisou-se alternativas técnica e economicamente viáveis para uma otimização estrutural do componente. Foi apresentada uma solução com uma diminuição de 40% no nível de tensão máxima.

É importante notar que vários dos produtos existentes no mercado tem caminhado para uma concepção estrutural contrária à apresentada neste trabalho, ou seja aumentando a massa e portanto a rigidez em regiões de pequenos valores de tensão.

Por fim é importante ressaltar que este trabalho é resultado de atividades conjuntas entre o setor produtivo e a universidade, tendo um caráter tecnológico com uma grande finalidade social. Vide recentes ocorrências em edificações prediais com enormes perdas materiais e, em alguns casos, com perdas humanas. A sequência do trabalho está no desenvolvimento de um sistema para ensaio a fadiga de conexões em PVC.

7. REFERÊNCIAS

1. Bowman J.A. **The fatigue response of polyvinyl chloride and polyethylene pipe systems**, ASTM STP 1093, 1990.
2. Carlowitz, B. **Tabellarische Übersicht über die Prüfung von Kunststoffen**, 5. Auflage, Kunststoff Verlag, 1990.
3. Collins, E.A.; Daniels, C.A.; Witenhafer, D.E. **Physical constants of polyvinyl chloride**, Polymer Handbook, third edition, 1989.
4. Hartog, J.P. **Advanced Strength of Materials**, Dover Publications, 1987.
5. Jacobi, H.R. **Dauerbrucherscheinigung an Rohr-Fittings aus Hart-PVC**, Kunststoffe, bd. 55, 1965.
6. Janson, L.E. **Plastic Pipes for Water Supply and Sewage Disposal**, Borealis, Stockholm, 1999.
7. Kaminski, P.C. **Desenvolvendo Produtos com Planejamento Criatividade e Qualidade**, Livros Técnicos e Científicos Editora, 1999.
8. Uni-Bell PVC Pipe Association **Handbook of PVC Pipe – Design and Construction** Uni-Bell, Dallas, 1993.

INFLUÊNCIA DO ESTADO SUPERFICIAL NO ATRITO DO POLIETILENO DE ALTA DENSIDADE

Carlos Henrique da Silva
Marcelo Silva Guimarães
Deniol Katsuki Tanaka
Amilton Sinatora

Laboratório de Fenômenos de Superfície - LFS. Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP. Av. Prof. Mello Moraes, 2231 - Cidade Universitária - São Paulo / SP E-mail: carloshs@usp.br, marcsg@usp.br, dktanaka@usp.br, sinatora@usp.br

Resumo

Neste trabalho apresenta-se a influência do acabamento superficial no coeficiente de atrito cinético do polietileno de alta densidade; deslizando contra aço carbono comum.

Os ensaios foram realizados em um tribômetro do tipo pino-contra-disco, na configuração de pinos de polímero e discos de aço. As condições de ensaio utilizadas foram cargas de 20 N e velocidade de deslizamento 0,5 m/s.

As superfícies dos discos foram preparadas por torneamento e retificação, apresentando quatro níveis distintos de rugosidade. O parâmetro de rugosidade Ra das superfícies dos discos são: $4,74 \pm 0,09$; $1,27 \pm 0,08$; $0,99 \pm 0,10$ e $0,19 \pm 0,01$ μm . Além disto, procurou-se relacionar as propriedades tribológicas do PEAD com as dimensões fractais das superfícies.

A observação microscópica da superfície dos pinos revelaram a atuação de pelo menos três mecanismos de desgaste distintos durante os ensaios: abrasão, transferência de filme e deformação plásticas ou micro *stick-slip*.

Palavras-chave: rugosidade; atrito; desgaste; polietileno de alta densidade; geometria fractal.

1. INTRODUÇÃO

A utilização cada vez mais acentuada, nos mais diversos ramos da indústria, de materiais poliméricos em aplicações onde o componente deste material possui um movimento de deslizamento sobre metais ou cerâmicas, justifica um melhor entendimento do comportamento tribológico dos polímeros. A influência da carga, da velocidade de deslizamento (Barret *et al.*, 1992) e do acabamento superficial possui papel fundamental na ocorrência de diferentes mecanismos de desgaste nos polímeros, os quais estão intrinsecamente ligados com os valores de coeficiente de atrito cinético.

Tanaka e Nagai (1985) mostram que o mecanismo de desgaste predominante, durante o deslizamento de polímeros sobre uma superfície muito lisa, é a transferência de filme, o qual é originado pela adesão entre as superfícies. Por outro lado, acabamentos superficiais extremamente grosseiros, indicam a ocorrência de mecanismos de fadiga, devido as pequenas deformações repetidas provocadas pelas asperezas; além disto, estas mesmas asperezas são

responsáveis por mecanismos de abrasão a dois corpos. Mecanismos de desgaste por degradação térmica (Eiss & Smith, 1981) também podem ocorrer, entretanto, estão mais ligados à velocidade de deslizamento e a temperatura atingida na região de contato.

A literatura tem mostrado (Tanaka & Nagai - 1985, Hutchings - 1992) que tanto o coeficiente de atrito quanto a taxa de desgaste de um material polimérico decaem com a diminuição da rugosidade do contra-corpo. Porém existe um ponto de inflexão onde este comportamento se inverte. Tal fato ocorre devido a maior adesão entre os corpos. Este fenômeno é caracterizado pela atuação de mecanismos de transferência – lamelar ou normal (Silva, C. H. *et al.* – 1998).

Eiss e Milloy (1985) mostram que informações sobre distribuição de altura de asperezas e curvatura dos picos (caracterização da superfície) são de grande importância quanto aos mecanismos de desgaste de polímeros.

A caracterização do acabamento ou da rugosidade de uma superfície está vinculada aos seguintes fatores : o processo de fabricação, o instrumento de medida e os métodos de análise empregados

Ramachandra e Ovaert (1997) verificaram que os sulcos provocados por um processo de usinagem, podem influenciar a ocorrência de desgaste em polímeros, dependendo da direção de deslizamento entre os corpos.

A utilização de parâmetros de rugosidade do tipo Ra, Rq ou Ry, para se caracterizar uma superfície, não tem apresentado bons resultados no estudo das propriedades tribológicas de materiais poliméricos, pois superfícies com valores idênticos de Ra, por exemplo, apresentam tanto coeficiente de atrito como mecanismos de desgaste diferentes. Talvez a utilização de parâmetros combinados de rugosidade, ou a determinação da dimensão fractal desta superfícies possa apresentar melhores resultados (Stupak *et al.*, 1990).

2. MATERIAIS E MÉTODOS

Nos ensaios para a determinação da taxa de desgaste e do coeficiente de atrito, seguindo as recomendações da Norma ASTM G-99 (1992), foram utilizados pinos de polietileno de alta densidade (PEAD) com 2,5% de negro-de-fumo, 3 mm de diâmetro e 23 mm de comprimento, e discos de aço carbono comum com 100 mm de diâmetro, como corpo e contra-corpo, respectivamente.

Na preparação da superfície de desgaste dos discos de aço carbono foram utilizados dois processos de usinagem: torneamento (discos 1 e 2) e retificação (discos 3 e 4). Os dados sobre os equipamentos e as condições de usinagem estão apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 – Condições de usinagem dos discos de aço carbono.

TORNEAMENTO	RETIFICAÇÃO
Torno TRAUB TND 360	Retífica plana rotativa HEALD mod. 261
Velocidade de corte constante de 150m/min	Velocidade de corte: 32 m/s
Avanço: 0,46 (disco 1) e 0,18 mm/rotação (disco 2)	Avanço: 0,005 (disco 3) e 0,003 mm/golpe (disco 4)
Ferramenta: PCLNR SANDVICK, raio da ponta de 0,8mm	Rotação: rebole 1750 rpm / peça 220 rpm
Usinagem com refrigeração - fluido de corte RATAK MEP 15 com, concentração de 6 a 8%	Rebole: AA46 H6 V15 (Abrasivo Al ₂ O ₃) - fabricação SIVAT
	Usinagem com refrigeração - fluido de corte solúvel DMS 340 SHELL - conc. de 6 a 8%

Para a caracterização da superfície dos discos, foi utilizado um rugosímetro SURTRONIC 3+, de fabricação RANK TAYLOR ROBSON com filtro RC.

Foram obtidos 20 perfis de rugosidade para cada disco, utilizando os seguintes parâmetros de medição:

- ◆ direção de medição = radial;
- ◆ comprimento de medição (L_m) = 4 mm;
- ◆ comprimento de corte (L_c) = 0,8 mm.

Com o objetivo de ter acesso aos dados dos perfis obtidos pelo rugosímetro, foi desenvolvido um programa de aquisição de dados, desta forma foi possível uma melhor manipulação dos mesmos, facilitando a visualização dos perfis e possibilitando o cálculo de parâmetros representativos da superfície estudada, como a dimensão fractal.

Para o cálculo da dimensão fractal das superfícies dos discos, foi utilizado o método das caixas (ver Apêndice), com algoritmo segundo o trabalho de Hou *et al.* (1990).

A Figura 1 mostra os perfis de rugosidade dos discos e a Tabela 2 apresenta os valores dos parâmetros de rugosidade, além dos valores de dimensão fractal de cada superfície.

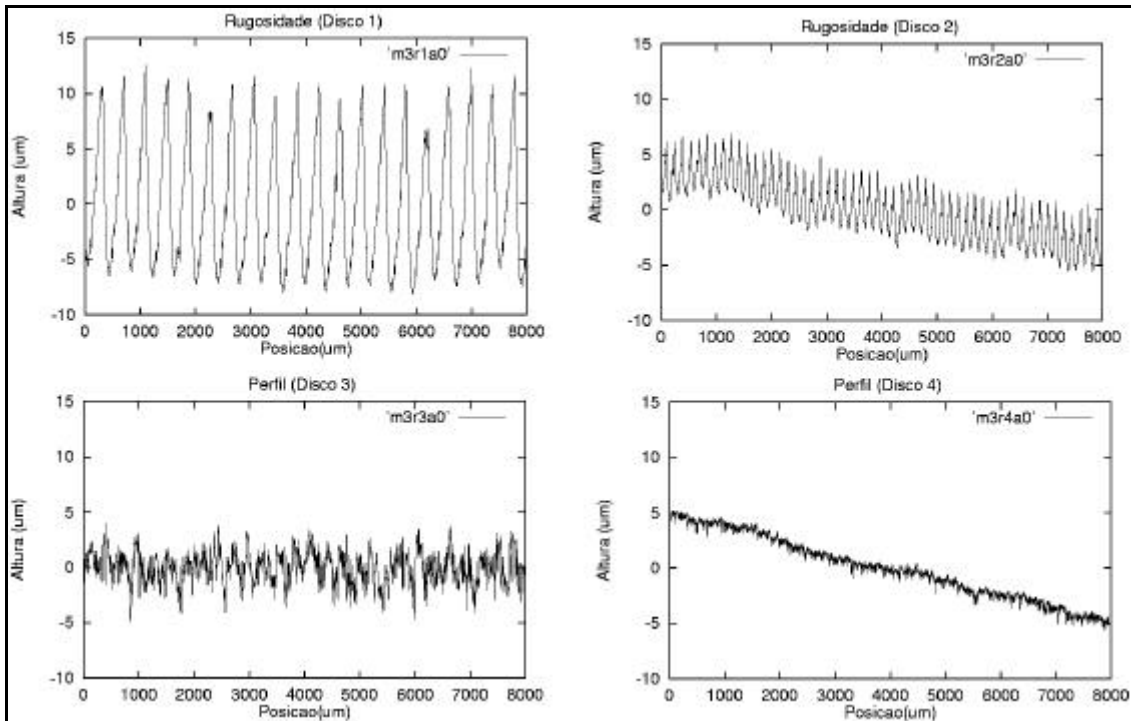


Figura 1 – Perfis de rugosidade dos discos.

Tabela 2 – Parâmetros de rugosidade e dimensão fractal das superfícies dos discos.

		Ra	Rq	RzDIN	Ry	Sm	D_{fractal}
Disco 1	Média	4,74	5,39	17,3	18,4	372	1,54
	Desvio Padrão	0,09	0,09	0,5	1,3	30	0,02
	Coef. de Variação	0,02	0,02	0,03	0,07	0,08	0,01
Disco 2	Média	1,27	1,48	5,7	6,7	146	1,77
	Desvio Padrão	0,08	0,10	0,6	1,8	4	0,06
	Coef. de Variação	0,07	0,07	0,10	0,26	0,03	0,03
Disco 3	Média	0,99	1,23	6,5	7,5	37	1,65
	Desvio Padrão	0,11	0,08	0,4	0,6	3	0,04
	Coef. de Variação	0,11	0,07	0,06	0,09	0,09	0,02
Disco 4	Média	0,19	0,26	1,8	2,1	18	1,59
	Desvio Padrão	0,01	0,02	0,2	0,2	1	0,03
	Coef. de Variação	0,06	0,07	0,11	0,09	0,05	0,02

Os pinos foram extrudados a partir do PEAD produzido pela POLISUL sob o nome comercial de HOSTALEN R, código 5010-T2 e armazenados em dissecador.

Para que a superfície de contato do pino estivesse paralela ao plano do disco foi realizado um processo de abrasão contra lixa de alumina (Al_2O_3), de grana 600, no equipamento de ensaio pino-contra-disco, até que fosse atingida a planicidade desejada. Outro objetivo de utilizar o próprio equipamento de ensaio na preparação da superfície do pino foi o de se obter sempre o mesmo acabamento em todos os pinos. Antes de cada ensaio os pinos foram limpos com álcool etílico absoluto.

Os ensaios de desgaste foram realizados em um equipamento do tipo pino-contra-disco, modelo TE-79 de fabricação PLINT & PARTNERS LTD, no LFS-PMC-EPUSP. A configuração da máquina mostrando os principais componentes do sistema pino-contra-disco pode ser visto na Figura 2.

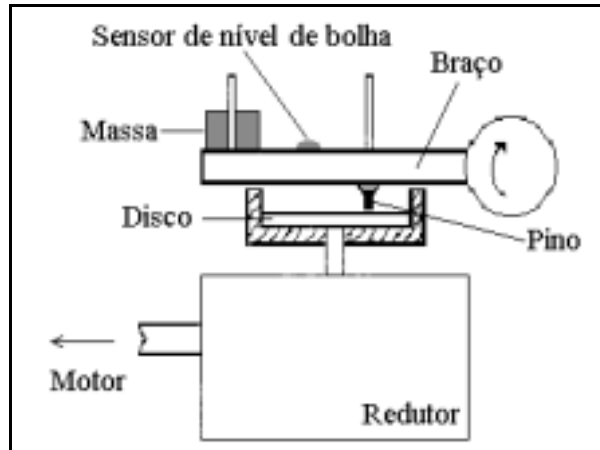


Figura 2 - Sistema pino-contra-disco.

Para a determinação do comportamento tribológico do par em questão foram realizados ensaios com carga aplicada de 20 N e velocidade de deslizamento de 0,5 m/s. Cada ensaio foi repetido 3 vezes. A distância total de deslizamento foi de 5.000 metros.

A cada 1.000 metros os ensaios foram interrompidos para medição da perda de massa e inspeção micrográfica da superfície de desgaste do pino. Os valores de altura de desgaste do polietileno de alta densidade foram determinados a partir da medição de sua massa antes e após os ensaios, assumindo que o pino seja um cilindro perfeito com 3 mm de diâmetro e com densidade de $0,96 \text{ g/cm}^3$.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

A Figura 3 apresenta os resultados de coeficiente de atrito cinético e altura de desgaste obtidos nos ensaios de desgaste, em função do parâmetro de rugosidade R_a , além dos valores da dimensão fractal de cada disco.

Dos ensaios realizados com superfícies torneadas pode-se dizer que o coeficiente de atrito não apresentou mudanças significativas para a faixa de rugosidade estudadas. Entretanto, quanto o desgaste, foi observado um crescimento deste para a superfície com acabamento mais fino. Contrariamente ao ocorrido com o parâmetro R_a , o desgaste acompanhou o crescimento da dimensão fractal.

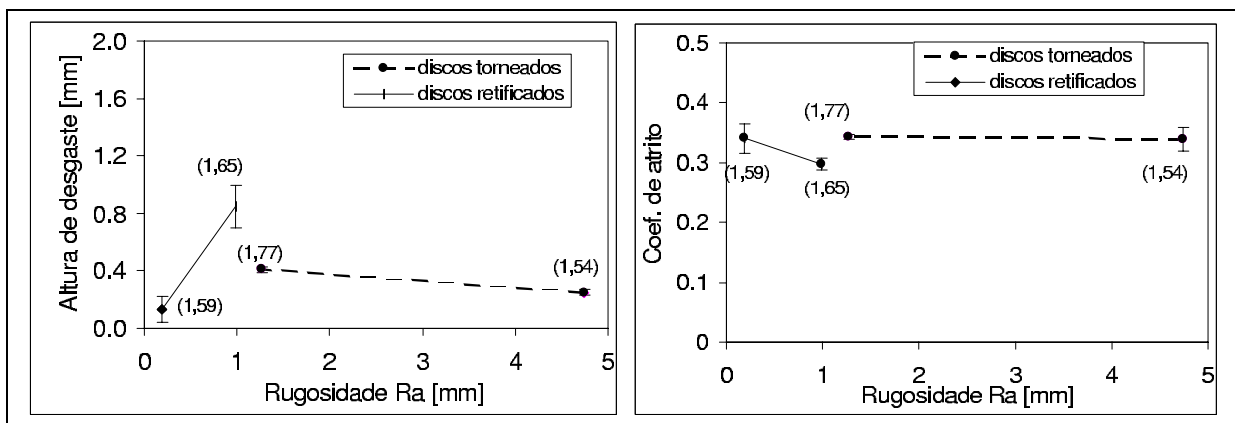


Figura 3– Coeficiente de atrito cinético e altura de desgaste do HDPE em função da Rugosidade Ra. A dimensão fractal de cada disco está apresentada entre parênteses.

As Figuras 4 e 5, apresentam a superfície característica dos pinos ensaiados nos discos 1 e 2, respectivamente. Pode ser observado a presença de riscos de abrasão (sulcos), além de um mecanismo de desgaste com morfologia do tipo onda, característico de deformação plástica ou micro *stick-slip*. Além dos mecanismos citados, a literatura defende a ocorrência de mecanismos de fadiga, na faixa de rugosidade estudada, porém não se conseguiu evidências deste mecanismo.

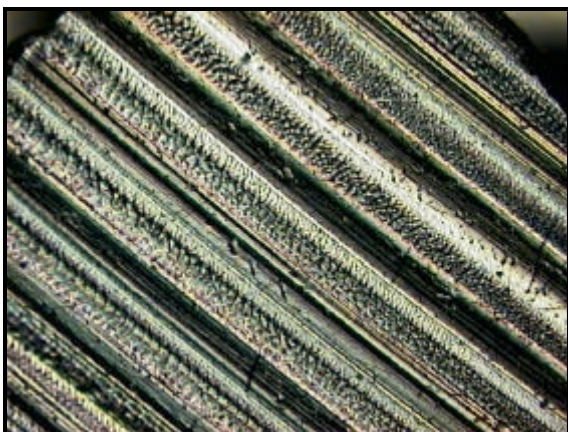


Figura 4- Superfície de desgaste de pinos ensaiados contra o disco 1.

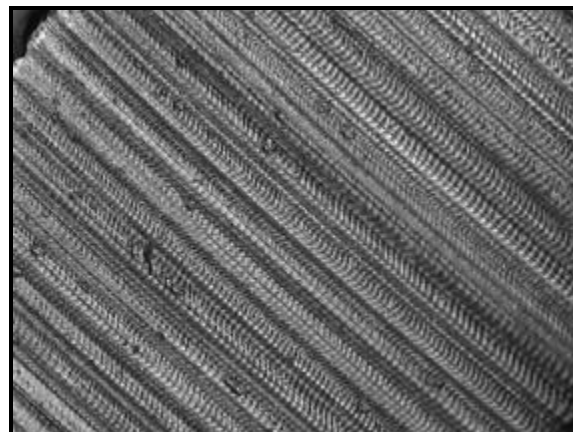


Figura 5- Superfície de desgaste de pinos ensaiados contra o disco 2.

Na Figura 4, a quantidade de ondas formadas na superfície do pino é muito menor que na Figura 5, pois a superfície com torneamento grosseiro (disco 1) provoca o aparecimento de sulcos na superfície do pino ($\approx 15 \mu\text{m}$ de profundidade) característico de processos de abrasão. Admitindo que o mecanismo de desgaste tipo ondas seja mais severo que o de abrasão, espera-se que o volume de material removido nos ensaios com o disco 1 seja maior em comparação com o disco 1. Esta hipótese pode ser verificada na Figura 3.

Nos ensaios realizados com superfícies retificadas o coeficiente de atrito apresentou um aumento dentro da faixa de rugosidade estudadas. Entretanto, quanto ao desgaste, foi observado um decréscimo deste para a superfície com acabamento mais fino. De maneira semelhante ao ocorrido com os discos torneados, o desgaste acompanhou a redução do valor da dimensão fractal da superfície.

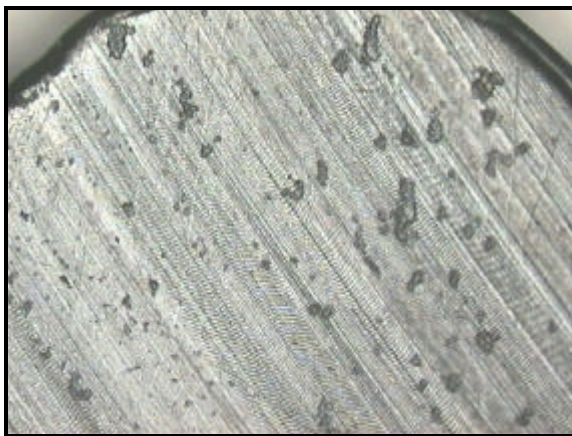


Figura 6 - Superfície de desgaste de pinos ensaiados contra o disco 3.

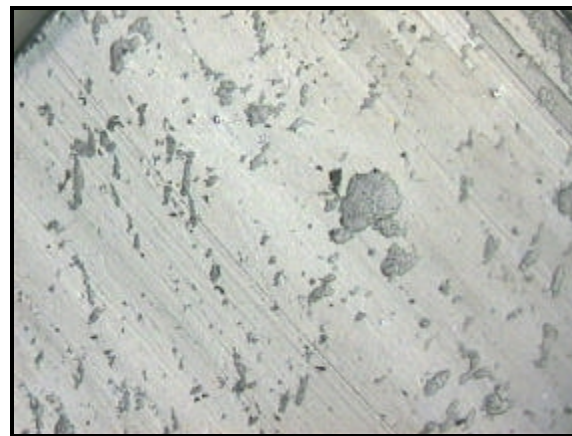


Figura 7 - Superfície de desgaste de pinos ensaiados contra o disco 4.

As Figuras 6 e 7, apresentam a superfície característica dos pinos ensaiados nos discos 3 e 4, respectivamente. Na Figura 6, observa-se que o mecanismo de formação de ondas é menos intenso que na figura 5, entretanto pode-se notar a presença de outros mecanismos como riscos de micro-abrasão e transferência de filme (Figura 8). A Figura 7 não apresenta o mecanismo de desgaste tipo formação de ondas, o que pode ser responsável pelo menor nível de desgaste apresentado na Figura 3.

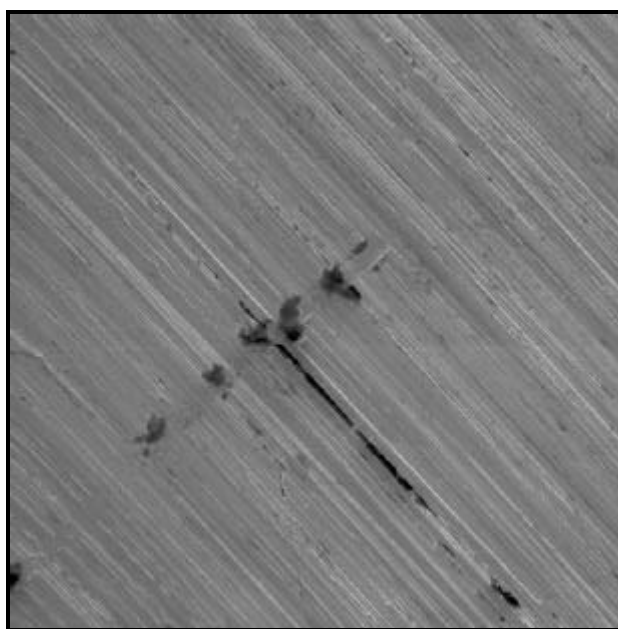


Figura 8 - Superfície de desgaste do disco 3.

Nas Figuras 6 e 7 pode-se observar também a presença de resíduos de desgaste aderido na superfície do pino, fato este que mascara o valor do volume de desgaste total, principalmente nos pinos ensaiados em disco com retífica fina.

A Figura 8 mostra a presença de filme polimérico aderido à superfície do disco 3. A morfologia do filme sugere que o mecanismo de desgaste ocorrido foi o de transferência normal, porém somente com a determinação da espessura deste filme será possível diferenciar entre transferência normal ou lamelar.

4. CONCLUSÕES

Dos experimentos descritos acima pode-se concluir:

- ◆ O valor da dimensão fractal calculada para os diversos discos demonstrou ser um bom parâmetro para caracterizar a superfície, quanto aos resultados de desgaste. Pois a dimensão fractal é diretamente proporcional ao volume de desgaste em cada processo de fabricação utilizado nos discos. Entretanto um estudo mais aprofundado das relações entre geometrias fractal e mecanismos de desgaste, ainda é necessário.
- ◆ Os mecanismos de desgaste observados foram abrasão, transferência de filme e deformação plástica ou micro *stick-slip* (ondas).
- ◆ O mecanismo de desgaste com morfologia tipo ondas, mostrou-se ser de grande importância tanto para superfícies torneadas como para as retificadas, pois a intensidade da atuação deste mecanismo está relacionado com o volume de desgaste sofrido pela superfície.
- ◆ Apesar dos discos apresentarem valores do parâmetro de rugosidade Ra decrescente, não foi possível realizar uma análise conjunta dos dados, pois o processo de fabricação, torneamento e retífica, possuem característica próprias que influenciam em demasia as características tribológicas dos materiais e a topografia dos discos estudados.

5. AGRADECIMENTOS

À Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (FAPESP) pelas bolsas de estudos concedida nos processos 97/12620-9 e 00/01068-8, a Companhia Fabricadora de Peças - COFAP, em nome do Engenheiro Marcos Galvano pela colaboração com os processos de usinagem dos discos de aço carbono e doação dos mesmos ao Laboratório de Fenômenos de Superfície - LFS.

6. REFERÊNCIAS

- Annual book of ASTM Standards. ASTM G 99-90, 1992, Standard test method for wear testing with a pin-on-disk apparatus. Metals test methods and analytical procedure. Vol. 03.02 – Wear and erosion; metal corrosion. section 3, pp. 387-391
- Barret, T. S., Stachowiak, G. W. and Batchelor, A. W., 1992, "Effect of roughness and sliding speed on the wear and friction of ultra-high molecular weight polyethylene", *Wear*, vol. 153, pp. 331-350
- Eiss, Jr. N. S. and Milloy, S. C., 1981, "The effect os asperity curvature on polymer wear.", *Conference of Wear of materials 1985*, ASME, New York, pp. 650-656
- Eiss, Jr. N. S. and Smyth, K. A., 1981, "The wear of polymers sliding on polymeric films deposited on rough surfaces", *Journal of lubrication Technology*, vol. 103, pp.266-273
- Hou, X. J., Gilmore, R., Mindlin, G. B. and Solari, H. G., (1990) "An efficiently algorithm for fast $O(N * \ln(N))$ box counting", *Physics Letters A*, vol. 151, number 1,2 pp.43-46
- Hutchings, I. M., 1992, *Tribology: Friction And Wear Of Engineering Materials*. Edward Arnold / London, Chapter 3: Friction of polymers, pp. 51-57
- Ramachandra, S. and Ovaert, T. C. ,1997, "The effect of controlled surface topographical features on the unlubricated transfer and wear of PEEK", *Wear*, vol. 206, pp.94-99
- Silva, C. H., Tanaka, D. K. and Sinatora, A., 1998, "Mecanismos de desgaste do polietileno de alta densidade", 53º Congresso Anual da ABM, Belo Horizonte - MG, 13 à 17 de Setembro, CD-ROM

- Stupak, P. R. , Kang, J. H. and Donovan, J. A., 1990, "Fractal characteristics of rubber wear surfaces as a function of load and velocity", *Wear*, vol 141, pp. 73-84
- Tanaka, K. and Nagai, t., 1985, "Effect of counterface on the friction and wear of polytetrafluoroethylene and polyethylene" Conference of Wear of materials 1985, ASME, New York, pp. 397-404

APÊNDICE

O MÉTODO DAS CAIXAS

Para o cálculo dos valores de dimensão fractal D , apresentatos na Tabela 2, utilizou-se o algoritmo denominado por método das caixas (Barnsley, 1988), o qual será descrito a seguir:

- Considere uma curva Γ em que se queira medir a dimensão fractal (Figura-A1);

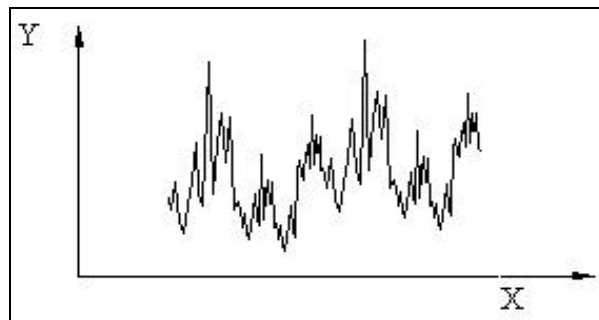


Figura-A1: Curva Γ em que se quer medir a dimensão fractal.

- Divida o espaço que a contém em quadrados de lado ϵ (Figura-A2);

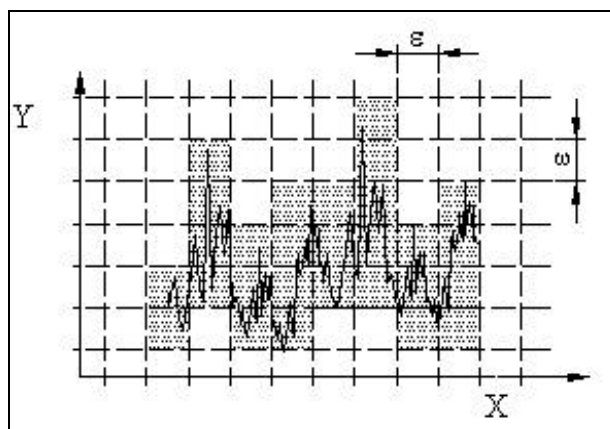
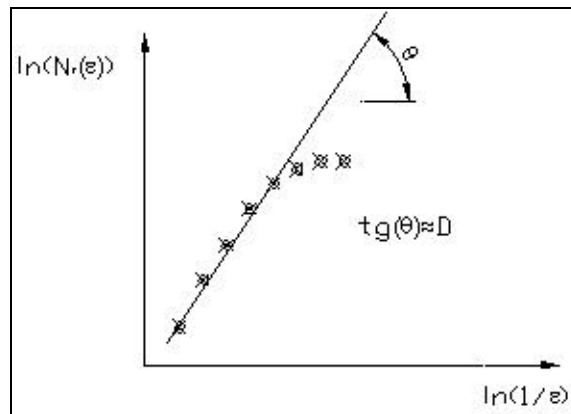


Figura-A2: Divisão do espaço em caixas

- Conte o número de quadrados $N\Gamma(\epsilon)$ necessários para cobrir todos os pontos da curva;
- Repita o processo para valores diferente de ϵ de modo a montar uma tabela $N\Gamma(\epsilon)$ por ϵ ;

- Construa um gráfico $N\Gamma(\varepsilon)$ em função de ε , a dimensão fractal será dada pela tangente da região linear do gráfico, como pode ser visto na Figura-A3;



• Figura-A3: Gráfico para a determinação da dimensão fractal.

A dimensão fractal D é dada pela equação A-1:

$$D = \frac{\ln(Nr(e))}{\ln\left(\frac{1}{e}\right)} \quad (\text{A-1})$$

Obs.: Outros métodos para medir a dimensão fractal de um perfil de rugosidade, como o método do compasso (Brow, 1991), também podem ser utilizados.

REFERÊNCIAS

- Barnsley, M. F., FRACTALS EVERYWHERE. Boston Academic Press, 1988c.
- Brown, C. A. and G. Savary, Describing ground surface texture using contact profilometry and fractal analysis, WEAR, 141 (1991) 211-226.

CAVITAÇÃO EM TURBINAS HIDRÁULICAS DO TIPO FRANCIS E KAPLAN NO BRASIL

Cid Antunes Horta

Carmo Gonçalves

José Adalberto Lage Calainho

Fernando Gillet Lomônaco

ELETRONORTE – Edif. Venâncio 3000, bloco C, Sala 310 – Brasília – DF CEP 70718 900

RESUMO

A produção de energia elétrica no Brasil possui uma predominância Hidráulica (92%). O potencial hidráulico a ser explorado é de grande envergadura, em torno de 206.992 MW e nos últimos anos tem-se observado um crescimento médio da demanda em torno de 5%, sendo que em algumas regiões este crescimento chega a 20%.

Para atender este aumento da demanda, as usinas instaladas têm operado em seus limites máximos, o que tem contribuído para um incremento de ocorrência de cavitação nas turbinas hidráulicas.

Hoje no país 75% das companhias geradoras de energia elétrica através de Usinas Hidrelétricas estão operando com algum tipo de problema de cavitação em seus equipamentos.

Este trabalho pretende contribuir com o CONEM2000, de forma a mostrar aos participantes interessados, a situação das principais turbinas hidráulicas instaladas no país com relação à cavitação.

PALAVRAS CHAVES

Cavitação; Turbinas; Erosão; Francis e Kaplan

1- INTRODUÇÃO

O fenômeno de cavitação é basicamente entendido, como a seqüência dos eventos de formação de bolhas de vapor, com o seu posterior desenvolvimento, implosão ou explosão, tendo como origem a queda de pressão associada a pequenos núcleos existentes nos líquidos. O fenômeno de cavitação produz efeitos indesejáveis e agressivos, dos quais pode-se citar por exemplo os abaixo descritos:

- Erosão de contornos sólidos;
- Vibrações e ruídos excessivos;
- Diminuição da capacidade dos vertedouros de Usinas Hidrelétricas;
- Diminuição da eficiência de Turbinas Hidráulicas, com conseqüente queda de potência.

A erosão por cavitação ocorre devido a concentração de energia em uma pequena área sólida próxima, ou no próprio local onde ocorre o colapso. Essa concentração de energia é

responsável pelas altas tensões localizadas que excedem os limites de resistência dos materiais.

No Brasil, as indústrias naval e aeroespacial estão se desenvolvendo e a produção de energia elétrica é essencialmente hidráulica (em torno de 92%). O potencial hidráulico a ser explorado é de grande envergadura (da ordem de 206.992,000MW) e a demanda de energia tem crescido em algumas regiões até 20% ao ano. Por essas razões, os estudos e o desenvolvimento de técnicas de controle da cavitação necessitam ser fortalecidos.

Levantamentos efetuados em 1991 pelo CEPEL (Centro de Pesquisa de Energia Elétrica da Eletrobrás), mostraram que os gastos com a recuperação das turbinas hidráulicas no Brasil foram da ordem de US\$13,000,000.00 (treze milhões de dólares), isto considerando apenas despesas com mão-de-obra e materiais empregados nos reparos .

Os danos causados pela cavitação em componentes de turbinas hidráulicas tem envolvido não apenas custos elevados de reparo mas principalmente considerável perda de energia gerada por indisponibilidade das máquinas, limitação da flexibilidade operacional do sistema e redução da vida útil dos equipamentos afetados.

Hoje no país 75% das companhias geradoras de energia elétrica através de usinas hidrelétricas estão operando com algum tipo de problema de cavitação em seus equipamentos.

Atualmente um dos aspectos relevante da cavitação em turbinas hidráulicas é que na ausência de um modelo numérico suficientemente abrangente, o fenômeno é avaliado em modelos de escala reduzida, com posterior transposição dos resultados experimentais para o protótipo. Os resultados obtidos das transposições da turbina modelo para a turbina protótipo vem mostrando bons resultados, entretanto eles possuem um fator de segurança com relação aos limites cavitativos, em virtude dos efeitos de escala, que podem conduzir a surpresas no protótipo.

Este trabalho apresenta dados relativos a erosão por cavitação em turbinas hidráulicas instaladas no Brasil, principalmente turbinas Kaplan e turbinas Francis até 1997. Também é feita a análise de métodos e processos de reparos da erosão, bem como o comportamento dos materiais utilizados e velocidade de erosão.

2- CAVITAÇÃO EM TURBINAS HIDRÁULICAS

Atualmente o fenômeno de cavitação tem sido de grande preocupação para o setor elétrico quando se trata de usinas hidrelétricas. A cavitação pode ocorrer em qualquer estrutura hidráulica de uma usina, tais como: vertedouro, válvulas, canais, túneis, comportas e principalmente nas turbinas hidráulicas.

O projeto e fabricação de turbinas hidráulicas, principalmente as de grande porte, vêm evoluindo através do tempo, sendo que atualmente algumas chegam a apresentar rendimentos máximos superiores a 96%. Entretanto ainda hoje os fabricantes se deparam com problemas significativos com relação a cavitação.

Nas turbinas hidráulicas de reação, principalmente as Francis e Kaplan de altas velocidades específicas, a incidência de cavitação é maior em virtude de depressões ocorridas com maior frequência nas regiões convexas próximas à saída das pás rotoras.

Os tipos de cavitação que mais ocorrem nessas máquinas são:

- Cavitação fixada (Michel and Belahadji, 1997), que consiste basicamente da formação, crescimento e enchimento de uma cavidade de vapor, que posteriormente é interrompida por um fluxo reentrante, e deslocada para a jusante, para regiões de

pressões mais elevadas, onde é implodida violentamente, provocando ondas de choques e concentrações de altas pressões. Este tipo de cavitação é detetora de um poder destruidor considerável;

- Cavitação por vórtice, que se desenvolve normalmente em regiões de alta tensões cizalhantes, onde ocorre a formação de vórtices. Nos vórtices a pressão absoluta decresce no centro para valores próximos aos da pressão de vapor. Estes vórtices são normalmente desenvolvidos nas extremidades das pás rotoras de turbinas Kaplan (tip vortex cavitation), nas camadas cizalhantes de jatos submersos, na extensão do cone dos rotores (principalmente em turbinas Francis) e nas passagens do fluxo entre as pás. Este tipo de cavitação é responsável por grandes erosões, vibrações e ruídos intensos;
- Cavitação por bolhas (Franc et al, 1995) em menor escala, ocorre como consequência do ciclo da bolha, originado devido a gradientes de pressão e a existência de germes ou núcleos contidos nos fluidos.

Este tipo de cavitação normalmente aparece ao longo de contornos sólidos, ou no interior dos fluidos, devido a queda de pressão para valores inferiores ao da pressão de vapor do líquido. Esta cavitação é erosiva devido as altas pressões geradas pelos colapsos das bolhas, que normalmente são intermitentes; devido ao impacto do jato reentrante, que se forma durante a implosão, com a superfície sólida; ou ainda devido a repercursão das ondas de choques geradas.

Com a finalidade de determinar e quantificar a relação entre as condições dinâmicas e de pressão estática que conduzem ao início da cavitação, foi desenvolvido um índice adimensional quantitativo que caracteriza o fenômeno. Este índice é denominado pela literatura técnica por índice, parâmetro ou coeficiente de cavitação.

Este coeficiente é definido pela seguinte expressão:

$$\sigma = \frac{(P_{\infty} - P_v)}{(0.5\rho U_{\infty}^2)} \quad (1)$$

Onde: P_v - Pressão e vapor do líquido; ρ - densidade do fluido; U_{∞} - Velocidade do fluido na região não perturbada.

Esse coeficiente, que para o caso de turbinas hidráulicas é denominado de coeficiente de Thoma, é uma referência para os níveis de cavitação incipiente, desenvolvida e desinente. Para turbinas hidráulicas este coeficiente assume a seguinte expressão:

$$\sigma_p = \frac{(H_a - H_v - H_s)}{H} \quad (2)$$

Onde: H - Altura da coluna de líquido; H_a - Altura da coluna de líquido correspondente a pressão atmosférica; H_v - Altura da coluna de líquido correspondente a pressão de vapor; H_s - Altura da coluna de líquido correspondente a calagem da turbina hidráulica e σ_p - coeficiente de cavitação da instalação.

As turbinas normalmente são projetadas e instaladas de forma que o coeficiente de cavitação da instalação (σ_p), seja superior ao coeficiente de cavitação crítico (σ_c). A relação entre os sigmas da instalação e o crítico, representa o fator de segurança com relação à cavitação, que por volta de 1960, era de 50%, e atualmente está em torno de 15%, sendo que já existem fabricantes trabalhando (em 1999) com 10%. Espera-se que esta relação chegue em menos de 5%, quando for possível um quase perfeito diagnóstico do fenômeno, bem como uma considerável melhoria no seu controle.

Atualmente fórmulas empíricas, advindas de métodos estatísticos, têm sido utilizadas para determinar de forma preliminar as alturas de sucção de turbinas hidráulicas. Estas fórmulas normalmente são função da queda, e principalmente da velocidade específica de turbinas homólogas, no entanto a comprovação do comportamento do rotor da turbina com relação à cavitação, é feita nos ensaios do modelo reduzido.

Pesquisas recentes, realizadas pelas áreas de Projeto Eletromecânico de Usinas Hidrelétricas (EEGM) e de Engenharia de Manutenção da Geração (CEMG) da Eletronorte, junto às principais empresas geradoras de energia do setor elétrico, mostraram que existem aproximadamente 129 Turbinas Francis operando no Brasil sob cavitação, das quais 110 apresentam potências unitárias superiores a 100 MW, e 49 Turbinas Kaplan também estão operando com problemas de cavitação, sendo que dessas; 23 unidades possuem potências superiores a 100 MW.

Também pode-se citar que os principais fatores que levam estas turbinas a cavitarem poderão ser os abaixo relacionados (individuais ou em conjunto) :

- Perda dos perfis das pás rotoras, devido a sucessivas intervenções para reparos, principalmente quando não se dispõe de gabaritos para a reconstituição do perfil;
- Perda dos perfis das palhetas diretrizes;
- Rugosidade excessiva;
- Operação fora das faixas garantidas, isto é, com carga parcial ou com sobrecarga;
- Desconjugação das palhetas diretrizes com as pás rotoras;
- Características da água do reservatório;
- Operação com altura de sucção inferior a mínima prevista;
- Projeto de perfis inadequados;
- Sucção da unidade subestimada;
- Proteção insuficiente das áreas sujeitas a severa cavitação, previstas nos ensaios de modelo em escala reduzida.

Da experiência acumulada por fabricantes de turbinas hidráulicas, companhias geradoras de energia elétrica brasileiras e dos resultados experimentais, pode-se dizer que a cavitação de borda de ataque, é influenciada pelo ângulo de incidência do escoamento na pá, e é praticamente insensível ao valor da altura de sucção. Portanto aumentar a altura de sucção para este caso, não seria recomendado, pois levaria a níveis de escavações inaceitáveis, e seria inviável economicamente.

As cavitações sensíveis à altura de sucção, são as que normalmente ocorrem no lado de sucção das pás nas bordas de saída, que podem ser evitadas com o incremento da altura de sucção.

3- EROÇÃO DEVIDO A CAVITAÇÃO EM TURBINAS HIDRÁULICAS

A erosão por cavitação em turbinas hidráulicas é um efeito dos mais indesejáveis e nocivos, e responsável por grandes perdas e danos para o setor elétrico brasileiro. Com o objetivo de evitar essas erosões severas, sempre que possível os limites operacionais das unidades geradoras são limitados.

Como já mencionado anteriormente, o fenômeno de erosão por cavitação é baseado na interação entre o fluido e uma superfície sólida. As altas pressões, e ondas de choques, geradas por implosões de estruturas de vapor, são responsáveis pelos danos causados nas superfícies metálicas.

O estudo do fenômeno de erosão é bastante complexo pelo fato de envolver o comportamento hidrodinâmico dos fluxos cavitantes, especialmente as fases de implosão das

estruturas de vapor e o comportamento do material com relação aos impactos repetitivos oriundos da cavitação.

A previsão da erosão por cavitação em turbinas hidráulicas tem sido objeto de pesquisas intensas atualmente, nos campos numérico e experimental, entretanto o problema ainda não foi resolvido.

O sistema de erosão por cavitação pode ser dividido basicamente em dois mecanismos:

- Mecanismo hidráulico, onde as depressões locais geram as estruturas de vapor, que crescem e colapsam, induzindo impactos sobre as paredes sólidas;
- Mecanismo de danos, onde o material da parede sólida é danificado com posterior remoção de massa, devido aos impactos oriundos da cavitação.

A interface entre estes dois mecanismos é denominada de agressividade da cavitação, que é o carregamento de impactos sobre a parede em virtude de impactos sucessivos.

Embora os mecanismos dos colapsos ainda não se encontrem totalmente elucidados, é admitido que o impacto é caracterizado por uma pressão da ordem de GigaPascal, com um tempo de duração da ordem de microsegundos, e superfície de impacto da ordem de décimo de milímetro (Dorey et al, 1996).

A perda de massa do material sólido durante a erosão passa por uma fase de incubação, onde aparecem os pequenos pits e o desgaste é pequeno, em seguida ocorre uma aceleração do processo onde a remoção de massa é incrementada até um valor máximo após o qual a perda de material se torna estável e aproximadamente constante.

Em um fluxo cavitante se o coeficiente de cavitação é diminuído e a velocidade mantida constante, a erosão é incrementada até um máximo e decresce posteriormente quando é atingido o estágio de supercavitação.

Prever a capacidade erosiva de um fluxo cavitante não é uma tarefa fácil, principalmente em turbinas hidráulicas onde o escoamento é bastante complexo, essa previsão tem sido objeto de estudos em diversos centros de pesquisas.

A capacidade erosiva da cavitação está associada aos pulsos de pressão gerados. Para prever os possíveis danos, os pesquisadores têm recorrido principalmente aos métodos experimentais, destinados a quantificar estes picos de pressão e compará-los com a resistência dos materiais. Também tem sido usados métodos acústicos, que monitoram os ruídos do fenômeno.

Um dos métodos que determina experimentalmente os picos instantâneos de pressão é o PPHS, pressure pulse height spectrum (Le et al, 1993), que utiliza sensores piezoelétricos de alta frequência (0,7 MHz), de dimensões reduzidas (diâmetro de 0,9mm) e de alta resistência. Este sistema permite avaliar a agressividade de diferentes tipos de cavitação, entretanto é de difícil aplicação em turbinas hidráulicas, em virtude da necessidade da instalação dos transdutores nas áreas de impactos.

No caso de turbinas hidráulicas no Brasil existe uma tendência de monitoramento da cavitação por sensores acústicos de altas frequências (100 kHz a 1 MHz). Testes de campo foram executados na UHE Ilha Solteira (CESP) em turbinas Francis de 160 MW (Brasil et al, 1996), utilizando sensores de emissão acústica em conjunto com hidrofones e transdutores de pressão, associados a uma unidade de condicionamento de sinal e a um software de inteligência artificial. Também encontra-se em operação na UHE Xingó (CHESF), em uma turbina Francis de 500 MW um sistema de diagnóstico da cavitação por sensores acústicos de alta frequência associado a uma unidade de condicionamento de sinal. A

CEMIG também está utilizando um sistema de monitoramento acústico através de acelerômetros.

Todos estes sistemas tem detectado a cavitação com êxito, entretanto a determinação da taxa de erosão para definir com precisão a parada da unidade para reparo, e a previsão de pontos operacionais com cavitação não erosiva, encontram-se em fase de desenvolvimento por todos os pesquisadores.

A confiabilidade do sistema elétrico brasileiro tem sido afetada em função da erosão severa observada em muitas de suas turbinas, o que acarreta na necessidade de indisponibilização das unidades para reparo.

O déficit de geração existente no país atualmente, contribui para uma tendência de agravamento dessa situação, uma vez que as turbinas serão exigidas cada vez mais.

Com a finalidade de mostrar o estado que se encontram as turbinas hidráulicas brasileiras com relação à cavitação, bem como o nível de erosão, na tabela do anexo 1 mostra o resultado de pesquisa feita junto as principais concessionárias do país.

Foram obtidos dados técnicos de 273 turbinas hidráulicas de médio e grande porte, que representam significativo do total de unidades de, médio e grande portes, instaladas no Brasil. Das turbinas pesquisadas 178 apresentam algum problema de cavitação, o que representa 65 % do total de unidades pesquisadas.

Os resultados da pesquisa realizada junto ao setor elétrico brasileiro, mostram ainda que a erosão ocorre com maior frequência no lado de sucção das pás. Quanto ao posicionamento, é distribuída na borda de ataque, de fuga e no meio das pás, sendo que a parte mais castigada é na extremidade das mesmas. Também foram citados casos de erosão no anel periférico e no cubo do rotor.

Além das turbinas mostradas na tabela acima, merecem destaques as turbinas Francis da Usina de Itaipú e de Foz do Areia, pelo porte e níveis de cavitação observados.

As turbinas da UHE Itaipu, com 740 MW de potência nominal unitária, com rotor de 300 t de aço soldado ASTM A 643 Gr.A, sofreram intervenções para reparo, em 1995 na unidade 2 e em 1996 na unidade 12, onde foram depositados 980 e 950 Kg de eletrodos respectivamente. Nessa ocasião (1995), foi substituído o tradicional eletrodo revestido pelo processo de arame tubular, o que representou um ganho de produtividade dos serviços da ordem de 3 vezes em relação ao método anterior de reparo.

Na UHE Foz do Areia (COPEL), foram realizados testes de campo em turbinas Francis com 430 MW de potência nominal unitária, com eletrodos de AWS-E-309 Mo (Ni-Cr) e HQ-913 (Ni-Co). Os resultados obtidos foram favoráveis ao HQ-913, como mostra a tabela 2 abaixo :

Tabela 2 - Resultado de desempenho do eletrodo HQ-913 x AWS E 309 em Foz do Areia

Horas de operação (h)	AWS-E-309 - Profundidade Pit's (mm)	HQ-913 - Profundidade Pit's (mm)
1500	1.0	0.5
3500	3.5	1.0
5800	8.0	3.0
8000	12.0	4.5

Com relação aos materiais usados para o reparo da erosão em turbinas hidráulicas no Brasil, existe uma tendência dos materiais AWS-E 307; AWS-E 410; AWS-E 308 e AWS-E

316, serem substituídos pelo AWS-E 309 Mo (resistência a tração 520 MPa), para o caso de ataque moderado e HQ 913/914 (resistência a tração 820 MPa), para o caso de ataque severo.

4-CONCLUSÃO

A análise dos dados obtidos junto a maioria das concessionárias de energia elétrica no Brasil mostrou que a situação da cavitação é bastante abrangente, e os dispêndios com reparos tem sido consideráveis, isso sem levar em conta a maior consequência, que é a indisponibilidade de unidades para geração de energia.

Provavelmente os principais fatores responsáveis pelo alto nível de cavitação nas turbinas hidráulicas brasileiras são:

- Unidades operando com sobrecarga ou com carga parcial;
- Perda de perfil hidráulico das pás rotoras devido a intervenções de manutenção;
- Efeitos de escalas na transposição do modelo para o protótipo;
- Altura de sucção insuficiente para alguns pontos operacionais;
- Projeto inadequado de perfis hidráulicos.

Também é clara a necessidade de se continuar as pesquisas na busca de métodos de controle da cavitação e de materiais com melhor qualidade para reparos de áreas erodidas, bem como do aprimoramento dos processos de aplicação dos mesmos.

Os sistemas de monitoramento contribuem para evitar de operar as unidades por muito tempo em regiões com alto nível de cavitação, o que poderá reduzir a erosão, e prolongar o intervalo de parada para a manutenção, são importantes para se obter os dados de operação das unidades em tempo real, e principalmente para usinas parcialmente desassistidas.

Pode-se observar que no Brasil a cavitação em turbinas hidráulicas é um fator relevante, que traz prejuízos e contribui para diminuir a confiabilidade dos sistemas, o que tenderá a agravar uma vez que no país mais de 80% das turbinas instaladas tem mais de 20 anos, a necessidade de aumentar a oferta de energia contribui para que as máquinas sejam operadas com sobrecarga.

5-REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Relatórios Técnicos e Informações Técnicas da maioria das Companhias do Setor Elétrico do Brasil; ELETRONORTE, ELETROSUL, FURNAS, CHESF, CEMIG, CESP, ITAIPU, COPEL, CEB, LIGHT, ESCELSA, ENERSUL, ELETROPAULO, CPFL E CERJ, 1997.
- Gonçalves, C. –“Cavitation Flow on Unsteadiness Mechanisms” – ENM/UnB, Master Dissertation, 1997.
- Brasil, A.C.P, and Others –“Hydraulics Cavitation Monitoring” – ENM/UnB – CESP, Report, 1996.
- Voith Hydro Power Generation –“Primeiro Seminário de Reabilitação e Modernização de Usinas Hidrelétricas”- 1997.
- Souza, N.C.; Silva, R.G. & Herek, O. –“Experimental Application With Hydroloy HQ 913” – COPEL, pp 1-6, 1991.

- Bourdon, P. et al –“Cavitation Erosion Prediction on Francis Turbines – Part 1 – Measurements on the Prototype, Hydraulic Machinery and Cavitation” – pp 534-543, 1996.

ANEXO I

Tabela 1 - Resultado da pesquisa sobre cavitação nas concessionárias brasileiras

SITUAÇÃO DA CAVITAÇÃO EM TURBINAS HIDRÁULICAS NO BRASIL (OUT/97)

INSTALAÇÃO	TIPO TURBINA	NUM. UNIDADES C/CAVIT.	POTÊNCIA NOMINAL (MW)	QUEDA NOMINAL (m)	HER (h)	kg/HO (kg/1000h)	R\$/HO (R\$/1000h)
S. SIMÃO	FRANCIS	6	285	72	32.000	5	1170,00
B. MUNHOZ	FRANCIS	4	359	128	15.000	30	1833,00
3 MARIAS	KAPLAN	6	61	50	40.000	3	680,00
JAGUARA	FRANCIS	4	116	45	23.000	9	2170,00
V. GRANDE	KAPLAN	4	100	25	30.000	13	3330,00
S.GRANDE	FRANCIS	4	27	95	26.000	2	380,00
EMBORCAÇÃO	FRANCIS	4	297	128,5	30.000	3	670,00
CAMARGOS	KAPLAN	2	22	22	30.000	2	420,00
ITUTINGA	KAPLAN	4	12	25	32.000	2	390,00
N.PONTE	FRANCIS	3	173	96	16.000	3	780,00
FURNAS	FRANCIS	8	152	94	35.000	2	N.I.
M. MORAES	FRANCIS	2	45	45	35.000	1	140,00
L.C.B. CARV.	FRANCIS	6	170	60,8	35.000	25	1490,00
P.COLOMBIA	FRANCIS	4	80	20	35.000	2	170,00
MARIMBONDO	FRANCIS	8	186	60,3	35.000	2	190,00
ITUMBIARA	FRANCIS	6	354	80	21.000	51	2860,00
FUNIL	FRANCIS	3	72	67	35.000	1	130,00
CORUMBÁ	FRANCIS	3	125	73,5	N.I.	N.I.	N.I.
TUCURUÍ	FRANCIS	12	360	66	21.000	1	N.I.
C. NUNES	KAPLAN	2	20	23	8.600	5	580,00
I. SOLTEIRA	FRANCIS	20	161,5	46	20.000	22	3530,00
JUPIÁ	KAPLAN	14	100,8	25,4	20.000	65	5970,00
3 IRMÃOS	FRANCIS	6	54	45,8	20.000	50	5000,00
N.AVANHAN.	KAPLAN	3	34	29,7	20.000	5	1500,00
PROMISSÃO	KAPLAN	3	88	27,4	20.000	5	1500,00
CHAVANTES	FRANCIS	4	103,5	76	20.000	1	2000,00
CAPIVARA	FRANCIS	4	160	50	20.000	1	1750,00
ROSANA	KAPLAN	4	80	17	20.000	2	1250,00
TAQUARUÇU	KAPLAN	5	100,8	23	20.000	1	1600,00
JURUMIRIM	KAPLAN	2	48,75	35	20.000	1	1000,00
SOBRADINHO	FRANCIS	6	178	27,2	24.000	N.I.	N.I.
S. SANTIAGO	FRANCIS	4	355	106	18.000	11	3000,00
S. OSÓRIO A	FRANCIS	4	182	70	22.287	8	900,00
S. OSÓRIO B	FRANCIS	2	175	70	23.601	4	900,00
P. FUNDO	FRANCIS	2	110	253	26.000	1	N.I.

HER -Horas de operação

kg/HO - kg de eletrodo depositado por 1000 horas de operação por unidade

R\$/HO - Custo de reparo por 1000 horas de operação por unidade

ESTUDOS COM AVALIAÇÃO ENERGÉTICO-ECONÔMICA PARA A REPOTENCIAÇÃO DAS UNIDADES GERADORAS DA UHE COARACY NUNES

Cid Antunes Horta

José Adalberto Lage Calainho

Carmo Gonçalves

Paulo Cesar Magalhães Domingues

Fernando Gillet Lomônaco

ELETRONORTE – Edif. Venâncio 3000, bloco C, Sala 310 – Brasília – DF CEP 70718 900

Fone: 61 429 5363 Fax: 61 429 5369

Resumo

A UHE Coaracy Nunes, situada no Estado do Amapá, possui duas turbinas do tipo Kaplan de eixo vertical, com 20 MW cada, e uma terceira unidade Kaplan de 30 MW, que encontra-se em montagem. A operação comercial das duas primeiras unidades geradoras iniciou-se em 1975. Atualmente estas unidades estão operando sob cavitação intensa, o que tem causado uma excessiva erosão das pás rotoras e, conseqüentemente, sucessivas paradas forçadas para manutenção. Visando não comprometer o atendimento de energia elétrica ao Sistema Amapá, a ELETRONORTE decidiu realizar estudos de alternativas com avaliação energético-econômica para a reforma destes grupos geradores. Foram estudadas e avaliadas 5 alternativas de recuperação/ repotenciação das unidades geradoras. Além de procurar definir a alternativa de reforma das unidades mais vantajosa para implementação, os estudos desenvolvidos avaliaram também a influência da CCC na viabilização do projeto e o melhor período para a realização dos serviços.

Palavras-chave: Repotenciação, turbinas hidráulicas, avaliação energético-econômica.

1. INTRODUÇÃO

A Usina Hidrelétrica de Coaracy Nunes situa-se no Rio Araguaí, Estado do Amapá, contando atualmente com duas turbinas Kaplan de eixo vertical com potência nominal unitária de 20 MW, para uma queda de 23 m, que entraram em operação em 1975. Uma terceira unidade Kaplan, de 30 MW, encontra-se atualmente em montagem, devendo entrar em operação em fevereiro de 2000.

É uma usina de concepção antiga. Ao longo dos anos, em função dos problemas operacionais apresentados e das melhorias de desempenho necessárias ao atendimento à demanda com a qualidade desejada, foram efetuadas modernizações parciais em sistemas específicos, tais como: Sistema de Regulação de Tensão (1991); Sistema de Esgotamento (1991) e Sistema de Regulação de Velocidade (1998).

Ao longo dos últimos anos a operação da usina na queda bruta de 21,3 m e potência gerada de 20 MW por unidade, tem provocado intensa cavitação nas pás rotoras das turbinas. Anualmente ou a cada 10.000 h de operação, as unidades são paradas para a recuperação da erosão por cavitação. Nestas manutenções, que duram de 3 a 4 dias de serviço ininterrupto por

unidade, são recuperadas as áreas afetadas, algumas com profundidade de 40 mm, o que representa 80 % da espessura da pá.

De inspeções de campo realizadas com fabricantes (HITACHI –1995 e VOITH HYDRO – 1999) foram constatados que os freqüentes e numerosos reparos de cavitação realizados nas unidades, causam uma alta tensão residual nas áreas reparadas. As folgas superiores e inferiores das palhetas do distribuidor, que foram especificadas para ter 0,9 mm cada uma, encontram-se entre zero e menos de 0,2mm. A diminuição dessas folgas aumenta a força de fricção das palhetas diretrizes, podendo superar a capacidade dos servomotores do distribuidor, o que poderá resultar em dificuldade de controle das unidades.

Considerando o estado atual dessas unidades, a evolução tecnológica dos atuais projetos de turbinas hidráulicas e o crescimento da demanda de energia no Estado (em torno de 10% ao ano), a ELETRONORTE decidiu por realizar estudos de alternativas com avaliação energético-econômica para a recuperação/modernização destes grupos geradores.

Este trabalho tem por finalidade apresentar as avaliações, os estudos, parâmetros e considerações que deram subsídios para a definição da alternativa mais atrativa técnica e economicamente, e pretende contribuir para estudos e decisões futuras de repotenciação, uma vez que no Brasil 80% das turbinas hidráulicas instaladas têm mais de 20 anos de operação.

2. ALTERNATIVAS ESTUDADAS

Cinco alternativas foram estudadas visando definir a modernização das unidades geradoras:

- I. Reforma das turbinas com recuperação das pás rotoras dentro do poço da turbina;
- II. Reforma das turbinas com recuperação das pás rotoras fora do poço da turbina;
- III. Reforma das turbinas com troca das pás rotoras;
- IV. Reforma das unidades hidrogeradoras com troca da turbina (cubo e pás rotoras), com adequações no gerador e na subestação;
- V. Troca total das unidades hidrogeradoras (turbinas e geradores) e adequações na subestação.

Nas três primeiras buscou-se resolver, principalmente, os problemas nas pás rotoras da turbina, sem uma preocupação direta com repotenciação, apesar de haver um pequeno incremento de potência nas Alternativas II e III.

Nas Alternativas IV e V buscou-se, além da solução dos problemas, um acréscimo na potência disponível (repotenciação).

2.1 Alternativa I – Reforma das unidades com recuperação das pás rotoras no poço da turbina

Nesta alternativa os serviços de recuperação serão executados sem a necessidade de desmontagem da unidade.

Os principais serviços de recuperação serão limpeza das partes metálicas com raspadores e jato de areia, recuperação das partes afetadas pela cavitação com Hydroloy 914, pintura com tinta epoxi alcatrão de hulha, recuperação de eventuais partes afetadas no concreto com resina epóxi, inspeção com líquido penetrante, levantamento dimensional e medição de circularidade do anel de descarga, substituição das buchas danificadas.

O tempo de indisponibilidade por unidade para a execução destes serviços é de 60 dias.

Esta alternativa, embora seja de baixo custo, não garante a eliminação da cavitação excessiva, não melhora o rendimento da turbina , amplia a vida útil das unidades em apenas 5

anos, e não representa nenhum ganho de potência. O custo aproximado, para contratação dos serviços em regime “turn-key” é de R\$ 300.000,00 por unidade.

2.2 Alternativa II – Reforma das unidades com recuperação das pás rotoras fora do poço da turbina

Nesta alternativa a unidade será desmontada e as pás do rotor serão soldadas fora do poço, de forma a recuperar seu perfil original, ou melhorá-lo com a adoção de um perfil mais moderno. O mecanismo de acionamento do distribuidor será recuperado e seu sistema de lubrificação substituído, as tampas serão desmontadas, inspecionadas e recuperadas, os mancais, as juntas de vedação também serão desmontadas, e as partes sujeitas a desgastes serão substituídas. Os demais serviços previstos para a alternativa anterior serão realizados.

O tempo de indisponibilidade por unidade para a execução destes serviços é de 150 dias.

Estes serviços eliminarão o desgastes dos munhões inferiores das pás do distribuidor da turbina, entretanto, não haverá garantias quanto a eliminação da cavitação excessiva nas pás rotoras. A vida útil será ampliada em 10 anos. Haverá ganho de potência da ordem de 2 MW para cada unidade e a confiabilidade operacional das unidades será melhorada. O custo estimado para a realização destes serviços em regime “turn-key” é da ordem de R\$ 800.000,00 por unidade.

2.3 Alternativa III – Reforma das unidades com troca das pás rotoras da turbina

Nesta alternativa a unidade será desmontada e as pás rotoras serão substituídas; serão realizadas adaptações das novas pás no cubo do rotor Kaplan. Os demais melhoramentos serão os já mencionados no item acima.

O tempo de indisponibilidade para cada unidade para a realização dos serviços necessários será de 120 dias por unidade.

Esta alternativa além de proporcionar os benefícios técnicos anteriormente descritos, trará um acréscimo no rendimento da ordem de 1%, um acréscimo de potência relativa ao projeto original de aproximadamente 3 MW por unidade, e melhor passagem hidráulica através do rotor. A confiabilidade operacional será ampliada e o nível de erosão das pás será reduzido.

O custo estimado para esta alternativa, em regime “turn-key”, é de R\$ 1.500.000,00 por unidade.

2.4 Alternativa IV – Reforma das unidades com troca das turbinas (cubo e pás rotoras)

Os atuais rotores de aço carbono serão substituído por novos, com pás de aço inoxidável ASTM A743 CA 6NM e com cubo de aço carbono. As peças de acoplamento do novo rotor com o eixo serão novas, os mecanismos de acionamento das pás rotoras serão substituídos se necessários, o acréscimo dos esforços nos mancais e eixos serão reavaliados e estes componentes serão reformados. Os demais serviços especificados na alternativa anterior também serão realizados.

Considerando a troca do sistema de resfriamento ar-água do gerador e do sistema de excitação e regulação de tensão, a potência da turbina ficará em 26 MW, ou seja, um ganho de potência de 6 MW por unidade. Com esta alternativa espera-se eliminar a cavitação erosiva dos rotores das turbinas, o que extenderá o período de parada de máquina para manutenção. Também haverá um considerável incremento da vida útil das unidades.

O tempo de indisponibilidade de cada unidade é de 150 dias. O custo estimado para a realização desta alternativa em regime “turn-key” é de R\$ 3.000.000,00 por unidade.

2.5 Alternativa V – Troca total das unidades geradoras (turbina e gerador)

Nesta alternativa as unidades serão totalmente desmontadas e serão substituídas por grupos completamente novos, exceto os componentes da adução, o pré-distribuidor, tubo de sucção e os reguladores de velocidade. Para os componentes que não serão substituídos, haverá recuperações conforme já descrito nas alternativas acima.

Considerando a substituição dos grupos turbo-geradores e as adaptações elétricas necessárias (troca do transformador e adaptações na subestação), a potência da turbina ficará em torno de 28 MW, ou seja, um acréscimo de 8 MW por unidade, a vida útil será de uma unidade nova (em torno de 35 anos), a cavitação excessiva será eliminada, e haverá um ganho de rendimento da turbina da ordem de 2,5%.

O tempo de indisponibilidade de cada unidade será de 450 dias. O custo estimado para esta renovação em regime “turn-key” é de R\$ 11.000.000,00 por unidade.

2.6 Comentários gerais sobre as alternativas

Os custos apresentados para as alternativas acima não contemplam os custos de máquina parada, que são apresentados no item 3.

A Alternativa I, embora apresente menor custo e menor tempo de indisponibilidade, não contempla serviços de recuperação dos mancais inferiores das palhetas diretrizes, não garante a eliminação da cavitação excessiva, amplia pouco a vida útil dos equipamentos e não proporciona acréscimo de potência.

A Alternativa II apresenta como vantagens o aproveitamento das pás rotoras das turbinas e um pequeno acréscimo de potência; entretanto, não serão feitos serviços de recuperação nos mancais inferiores das palhetas diretrizes, o tempo de parada de máquina já é elevado para o incremento de potência obtido, e a execução da recuperação dos perfis das pás rotoras é complexa.

A Alternativa III apresenta como vantagens o aproveitamento de partes do rotor da turbina, a melhoria das passagens hidráulicas, a possibilidade de fabricar as pás rotoras com material de alta resistência à cavitação e um acréscimo de potência razoável; contudo possui um tempo de parada elevado, complexidade na adaptação das novas pás no cubo do rotor original, e um custo de desmontagem e montagem considerado.

Na Alternativa IV a troca dos rotores da turbina implica em um novo traçado hidráulico para o mesmo e a possibilidade de otimização da área de passagem d'água, possibilitando operar com vazões mais elevadas, e, conseqüentemente, com potências superiores. Este serviço permite a eliminação da cavitação excessiva e ainda aproveita diversos componentes da turbina, o que contribui para uma queda no preço global, entretanto são necessárias alterações no gerador, principalmente no sistema de resfriamento, e adaptações nos mancais, visando aproveitar o máximo da potência disponível no eixo da turbina. Esta alternativa apresenta um tempo de parada de máquinas considerável e um custo de montagem e desmontagem semelhante ao da alternativa anterior.

A Alternativa V que contempla a substituição global da unidade geradora, o que também implica na troca do transformador, e adaptações na subestação, requer um investimento elevado e requer um tempo de parada de máquina elevado.

A avaliação energético-econômica indicará a alternativa mais atrativa sob a ótica da melhor relação custo-benefício.

3. AVALIAÇÃO ENERGÉTICO-ECONÔMICA DAS ALTERNATIVAS

3.1 Sistema de referência

A Usina Hidrelétrica de Coaracy Nunes está inserida em um sistema eletricamente isolado, denominado Sistema Amapá. Este sistema de geração, de natureza hidrotérmica, é composto pela usina hidrelétrica de Coaracy Nunes e pela usina termelétrica de Santana, totalizando uma capacidade atual efetiva de 139 MW, conforme “Tabela 1”, a seguir:

Tabela 1. Sistema Amapá - Capacidade Atual Instalada

Usina	Município	Número de Unidades	Tipo ⁽¹⁾	Combustível	Potência Unitária (MW)	
					Nominal	Efetiva
UTE Santana	Santana	3	TG	óleo diesel	3 x 18,1	3 x 18,0
		3	GDL	óleo diesel ⁽²⁾	3 x 15,6	3 x 15,0
Total Térmico		6			101,1	99,0
UHE Coaracy Nunes	Ferreira Gomes, rio Araguari	2	Kaplan		2 x 20,0	2 x 20,0
Total Hidro		2			40,0	40,0
Total Geral		8			141,1	139,0

Notas: (1) TG -Turbina a Gás GDL - Grupo Diesel Lento

(2) Deverá operar com óleo combustível a partir de setembro/1999

O Programa de Obras de Geração da ELETRONORTE para o Sistema Amapá, previsto para o período 2000/2001, contempla a implantação da 7ª unidade termelétrica na UTE Santana, com 15 MW de potência efetiva, e a 3ª unidade hidrelétrica da UHE Coaracy Nunes, com 30 MW de potência efetiva, totalizando um parque hidrotérmico de 184 MW de potência efetiva.

A partir de 2001, até 2007, prevê-se a expansão da capacidade geradora do Sistema através de unidades termelétricas.

No Sistema Amapá, os gastos da ELETRONORTE com combustíveis são minorados em função da utilização dos benefícios da Conta de Consumo de Combustíveis Fósseis – CCC na geração termelétrica.

3.2 Estudos realizados

Os estudos realizados consistiram, inicialmente, na avaliação dos benefícios energéticos proporcionados pela recuperação/repotenciação das unidades 1 e 2 da UHE Coaracy Nunes.

Estes benefícios energéticos foram determinados através de simulações energéticas com o *Modelo de Simulação a Usinas Individualizadas – MSUI*, da ELETROBRÁS.

Como não há ganhos de energia firme com o aumento de potência instalada devido à repotenciação da UHE Coaracy Nunes, os benefícios energéticos considerados foram os proporcionados pelos ganhos em geração média.

A repotenciação das unidades hidrogeradoras proporciona, também, ganhos na disponibilidade de potência do Sistema Amapá e, em decorrência disto, poderá postergar unidades termelétricas que se destinem exclusivamente à geração nas horas de ponta.

Entretanto, o benefício econômico relativo ao incremento na capacidade de ponta é pouco expressivo quando comparado àquele referente à substituição de geração térmica, e não é aqui considerado.

Uma vez verificada a ocorrência destes ganhos, foram calculados os benefícios econômicos obtidos com o acréscimo de geração média no sistema, representados pela economia em geração térmica evitada durante a vida útil das unidades para cada uma das alternativas consideradas, a uma taxa de atualização de 12% ao ano.

Para os estudos de avaliação econômica utilizou-se o *Método do Valor Presente Líquido*.

Os custos da recuperação/repotenciação considerados são aqueles devidos à execução do próprio serviço de reforma, além dos custos proporcionados pela geração térmica complementar quando da paralisação das unidades hidrelétricas para a execução dos serviços.

Tendo em vista que por ocasião dos serviços de reforma haverá no Sistema Amapá uma majoritária disponibilidade de unidades termelétricas consumindo óleo combustível, associado ao menor preço deste combustível em relação ao óleo diesel, considerou-se na avaliação da geração térmica evitada e na geração térmica de substituição, a utilização de unidades térmicas consumindo óleo combustível, cujo custo de geração é inferior a geração com óleo diesel.

O custo da geração térmica evitada foi calculado considerando-se que, caso o serviço de repotenciação não seja executado, o sistema necessitará expandir seu parque termelétrico com geração a base de óleo combustível, em conteúdos energéticos iguais ao acréscimo de potência hidrelétrica proporcionado pelos serviços de reforma. Os benefícios da geração térmica evitada serão computados durante o acréscimo na vida útil das unidades hidrogeradoras proporcionado pelo serviço de reforma.

Os custos da substituição térmica necessária para suprir a indisponibilidade dos grupos hidrogeradores em reforma foram computados durante o período em que as unidades 1 e 2 ficarão em manutenção.

A avaliação econômica foi analisada sob dois cenários: o primeiro, denominado “Cenário Empresarial”, considera os atuais benefícios da Conta de Consumo de Combustíveis Fósseis-CCC utilizados pela ELETRONORTE no Sistema Amapá; o segundo, denominado “Cenário Social”, não considera os benefícios da CCC (cenário previsto após maio/2013, que é a data para a extinção da CCC nos Sistemas Isolados).

3.3 Dados utilizados

Para a elaboração dos estudos energéticos-econômicos da reforma das unidades hidrogeradoras da UHE Coaracy Nunes, foram utilizados os seguintes dados básicos:

a) Serviços de Reforma:

A “Tabela 2”, a seguir, apresenta um resumo das alternativas avaliadas neste estudo:

Tabela 2. Alternativas Avaliadas

	Alternativas				
	I	II	III	IV	V
Indisponibilidade por Unidade (meses)	2	5	4	5	15
Custo Unitário (R\$ x 10 ³) ^(*)	300	800	1.500	3.000	11.000
Potência Unitária (MW)	20	22	23	26	28
Acréscimo na Vida Útil (anos)	5	10	15	25	35

b) Geração Térmica: (custos referentes a novembro/1998 - US\$ 1.00 = R\$ 1,20)

Tipo de unidade termelétrica = Grupo Diesel Lento

Investimento = 960,00 R\$/kW^(*)

Consumo específico de combustível = 236 kg/MWh

Preço do combustível = 0,13 R\$/kg^(*)

Custo de O&M = 12,00 R\$/MWh^(*)

3.4 Resultados obtidos

Os ganhos em geração média das alternativas em relação à situação atual (sem reforma), proporcionados pelos serviços de recapitação/repotenciação das unidades 1 e 2 da UHE Coaracy Nunes, são apresentados na “Tabela 3”:

Tabela 3. Ganhos de Geração Média

Alternativas	Ganho em Geração Média em Relação à Situação Atual (MW ano)
I	0,0
II	3,0
III	4,3
IV	8,7
V	11,1

As “Tabelas 4 e 5” a seguir apresentam a avaliação econômica deste serviço para os dois cenários analisados (com ou sem CCC):

Tabela 4. Cenário Empresarial (com CCC)

Alternativa	Custo (R\$ milhões)			Benefício (R\$ milhões)		Pay Back (anos)
	Recuperação/Modernização	Geração Térmica De Substituição	Total	Geração Térmica Evitada	Econômico Líquido	
I	0,600	2,065	2,665	0,000	- 2,665	---
II	1,600	3,840	5,440	7,008	1,568	6,6
III	3,000	3,376	6,376	12,109	5,733	5,0
IV	6,000	3,840	9,840	28,212	18,372	3,5
V	22,000	5,475	27,475	37,520	10,045	11,2

Tabela 5. Cenário Social (sem CCC)

Alternativa	Custo (R\$ milhões)			Benefício (R\$ milhões)		Pay Back (anos)
	Recuperação/Modernização	Geração Térmica De Substituição	Total	Geração Térmica Evitada	Econômico Líquido	
I	0,600	2,622	3,222	0,000	- 3,222	---
II	1,600	4,877	6,477	8,900	2,423	6,0
III	3,000	4,287	7,287	15,378	8,091	4,3
IV	6,000	4,877	10,877	35,829	24,952	3,0
V	22,000	6,953	28,953	47,650	18,697	8,0

4. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Sob os cenários Empresarial e Social, a Alternativa IV é a que se apresenta economicamente mais vantajosa, uma vez que, os benefícios econômicos proporcionados pela reforma são superiores aos das demais Alternativas.

Com a previsão para a extinção da CCC a partir de maio de 2013, os ganhos oriundos da repotenciação das unidades 1 e 2 desta usina são ainda mais evidentes.

Tendo em vista o tempo de operação das unidades (desde 1975) e os problemas identificados nas inspeções realizadas na usina pela ELETRONORTE em conjunto com os fabricantes (HITACHI e VOITH), o risco de quebra das máquinas é crescente, o que torna premente a necessidade de realizar os serviços de recuperação/modernização das unidades 1 e 2, principalmente no que se refere às turbinas hidráulicas.

De modo a não comprometer a confiabilidade do sistema e contribuir para o atendimento da crescente demanda do mercado de energia do Estado do Amapá, recomenda-se que os serviços de reforma das unidades sejam realizados imediatamente após a entrada em operação da terceira unidade geradora da UHE Coaracy Nunes (prevista para fevereiro de 2000), procurando ainda aproveitar o período de estiagem do rio Araguari, onde tradicionalmente a geração hidrelétrica é reduzida, sendo complementada por geração termelétrica.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ELETROBRÁS – DENE - “Manual de Utilização do Modelo de Simulação a Usinas Individualizadas – MSUP”, 1973.
- ELETRONORTE – Departamento de Planejamento Energético - “Sistema Amapá – Estudo do Aumento da Capacidade Instalada na UHE Coaracy Nunes” - Brasília-DF, janeiro de 1993 (Relatório EPN – 001/93).
- ELETRONORTE – Departamento de Planejamento Energético - “Sistema Amapá – Avaliação Econômica da Terceira Unidade da UHE Coaracy Nunes – Óticas Empresarial e Social” - Brasília-DF, outubro de 1993 (Relatório EPN – 002/94).
- ELETRONORTE – Gerência de Projeto Eletromecânico de Hidrelétricas / Gerência de Manutenção de Usinas de Geração - “Relatório de Modernização das Unidades 1 e 2 da UHE Coaracy Nunes” - Brasília – DF, 1998.
- HITACHI, LTD. – Model Test Report of 20,000 kW Vertical Kaplan Turbine for Coaracy Nunes Hydroelectric Power Station, december of 1967.
- JAPAN CONSULTING INSTITUTE – “Feasibility Study Report on Rehabilitation Project of Coaracy Nunes Hydroelectric Power Station Units 1 and 2 in the Federative Republic of Brazil, March 1995.
- VOITH HYDRO S.A. – “Relatório de Inspeção de Campo”, janeiro 1999.

MODELOS DE ATRITO E DESGASTE NO SISTEMA CAME – SEGUIDOR

André Ferrarese

Samantha Uehara

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Laboratório de Fenômenos de Superfície, Departamento de Engenharia Mecânica, 05424-970, São Paulo, SP, Brasil, E-mails: aferrarese@metalleve.com.br e samantha@uol.com.br

Resumo

O funcionamento uniforme e adequado do motor depende do perfeito ajuste e sincronia de cada componente. Um desgaste acentuado na árvore de cames, por exemplo, além de gerar uma falta de sincronismo com a árvore de manivelas (virabrequim), compromete a qualidade da combustão da mistura ar-combustível. Desta maneira, o desempenho do veículo é prejudicado, quanto potência e consumo de combustível, assim como a emissão de poluentes se torna fora dos padrões aceitáveis. Serão apresentados modelos dinâmicos discretos do sistema came-seguidor, a fim de comparar os resultados com diferentes níveis de discretização. A estes são incorporados modelos de atrito e desgaste no contato came-seguidor, nos quais é considerado o efeito da lubrificação.

Palavras-chave: Came, Seguidor, Atrito, Desgaste, Dinâmica.

1. INTRODUÇÃO

O estudo de fenômenos de atrito e desgaste tem adquirido cada vez maior importância no setor industrial, não somente pelos problemas de manutenção, mas também devido a fatores ligados à eficiência dos sistemas mecânicos.

O funcionamento uniforme e adequado do motor depende do perfeito ajuste e sincronia de cada componente. A seguir serão analisados alguns trabalhos que contribuíram para este artigo.

No artigo de Uehara e Padovese (1999), são apresentados dois modelos dinâmicos do sistema came-seguidor do tipo *over-head*, que foram simulados a 2000 rpm em apenas um ciclo do came sobre a pastilha. Estes modelos serão aqui analisados quanto a influência da discretização para dois ciclos e diferentes rotações.

Bagci e Kurnool (1997) apresentam um modelo de dois graus de liberdade com base oscilante e levam em consideração a rigidez do contato. Chen (1982) trata dos diversos tipos de cames apresentando modelagens dinâmicas do sistema.

Pisano e Freudenstein (1983) tratam de uma modelagem do esforço normal no contato válvula e tucho através da teoria da mecânica do contato de Hertz. É analisado também o comportamento dinâmico da mola de retorno da válvula. Em Pisano (1984) é apresentado um modelo dinâmico de 1 grau de liberdade do sistema experimentalmente estudado. É apresentado também um modelo do contato da sede da válvula. Os resultados de simulações numéricas são comparados com os experimentalmente obtidos.

Schey (1983) discute sobre o filme de óleo existente entre o came e o seguidor conforme o movimento de rotação do came. Hutchings (1992) trata das diversas formas de desgaste inerente a cada tipo de material, bem como os modelos de atrito e desgaste existentes. No

artigo de Kano e Kimura (1993) o desgaste no sistema came-seguidor é analisado quanto a apresentação visual das superfícies em contato, com isso foi feita análise de diversos pares de materiais em contato.

McCool (1988) discute a teoria do contato rugoso de Greenwood-Willianson, avaliando as diferenças entre contato nominal e real. Tomanik (1993) faz uma avaliação do contato entre asperezas para aplicação em anéis de pistão. Este último pode ser utilizado como uma fonte de informação sobre a avaliação da pressão hidrodinâmica entre uma superfície plana e outra cilíndrica, ou seja em um contato não-conforme.

Neste trabalho, serão apresentados modelos de atrito e desgaste para o sistema came-seguidor. Em conjunto, é apresentado um modelo dinâmico com dois níveis de discretização, que auxiliará na obtenção de dados para avaliação dos resultados dos modelos de atrito e desgaste.

2. MODELAGEM DO SISTEMA

Foram confeccionados dois modelos dinâmicos discretos do sistema came-seguidor do tipo over-head: um com 2 e outro com 5 graus de liberdade. Estes graus de liberdade correspondem a uma menor ou maior discretização da haste da válvula. O primeiro modelo tem dois graus de liberdade, mostrado na Figura 1 a) e o segundo tem cinco graus de liberdade, apresentado na Figura 1 b). Na Figura 1c) é mostrado um esquema real do sistema came-seguidor.

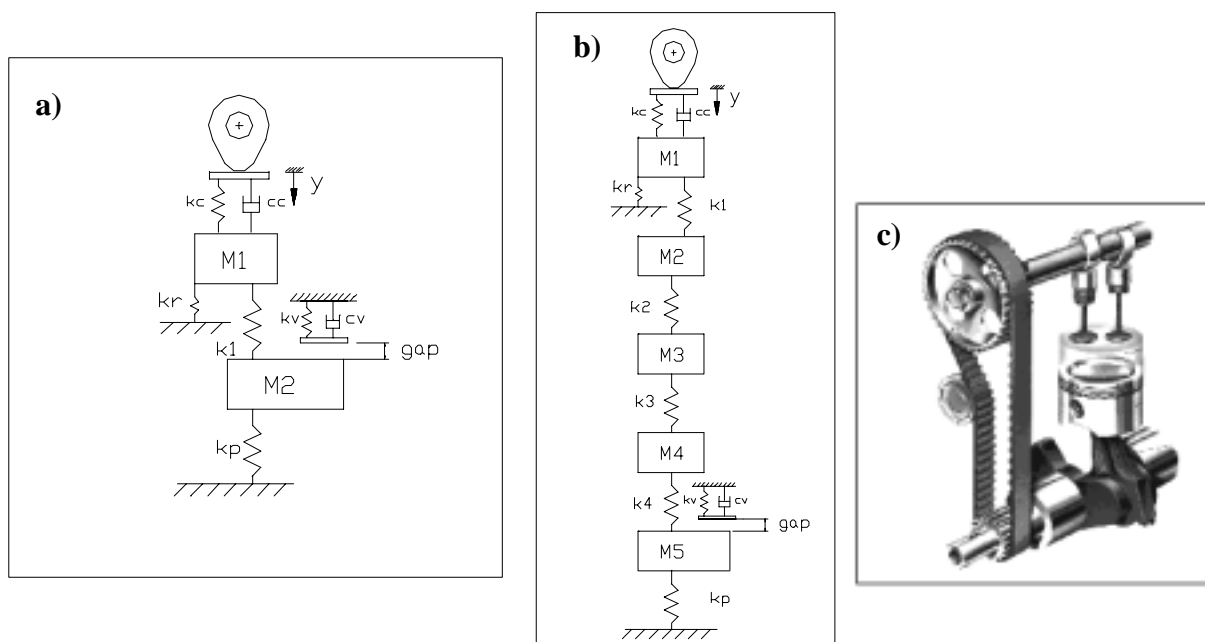


Figura 1: a) Modelo de 2 graus de liberdade; b) Modelo de 5 graus de liberdade, c) esquema do sistema came-seguidor

A nomenclatura a ser utilizada na apresentação dos modelos e mostrada na Figura 1 é a seguinte: k_c , c_c são os coeficientes de rigidez e amortecimento do contato came-seguidor respectivamente, k_v e c_v coeficientes de rigidez e amortecimento do contato válvula-sede, k_r e k_p coeficientes de rigidez das molas de retorno e de pressão, k_i ($i=1...4$) coeficientes de rigidez da discretização da haste, m_i ($i=1...5$) inércias da discretização da haste, y é o deslocamento do seguidor.

Pode-se notar que os modelos tratam do contato válvula-sede, mas consideram que isto somente ocorre quando a válvula está fechada, assim como no sistema real. E que a mola de pressão k_p representa a pressão existente sob a válvula devido a mistura ar-combustível.

Os dados globais do sistema são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1:Dados do sistema came-seguidor

Massa da válvula	65,7g
Massa da pastilha	23,1g
Massa do copinho	48,0g
Rigidez da mola de retorno	$3,34.10^3$ N/m
Rigidez da mola de pressão	$13,35.10^3$ N/m

Os parâmetros do sistema utilizados nas simulações são melhor discutidos em Uehara e Padovese (1999), sendo listados na Tabelas 2.

Tabela 2: Parâmetros utilizados nas simulações.

Parâmetros	2 GL	5 GL
m1 [g]	105,5	79,7
m2 [g]	30,4	8,6
m3 [g]	não fazem parte deste modelo	8,6
m4 [g]		8,6
m5 [g]		30,4
k1 [kN/m]		$1,25.10^5$
k2 [kN/m]	não fazem parte deste modelo	$5,03.10^5$
k3 [kN/m]		$5,03.10^5$
k4 [kN/m]		$5,03.10^5$
kc [kN/m]	$1,05.10^3$	
cc [Ns/m]	635	
kv [kN/m]	$1,31.10^4$	
cv [Ns/m]	963	

Com este modelo dinâmico do sistema came-seguidor obtém-se os dados da força normal (N) que será utilizada nos modelos de atrito e desgaste propostos a seguir.

3. MODELO DE ATRITO

O modelo de atrito entre o came e a pastilha do seguidor considera o contato lubrificado num regime elasto-hidrodinâmico (EHD) durante a revolução do came (Hutchings, 1992). No regime EHD supõe-se que não há contato metal-metal significativo (além de eventuais contatos de asperezas mais pronunciadas). Não serão consideradas eventuais quebras do filme de lubrificante (deslocamento do regime EHD para um lubrificado limite). Na Figura 2 (Schey, 1983), é apresentada, como exemplo, a espessura do filme de óleo em função do ângulo do came (CA).

Com estas hipóteses, tem-se que a área de contato seca é dada pela área de Hertz, que é dada segundo Hutchings (1992), pela Equação (1).

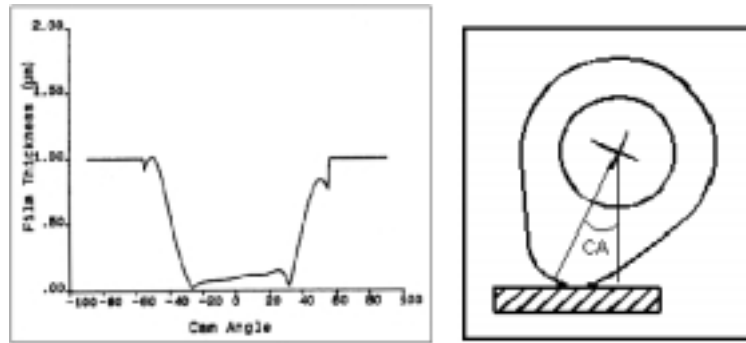


Figura 2: Comportamento do filme de óleo segundo o perfil do came (Schey, 1983).

$$A_{HERTZ} = \pi \cdot \left(\frac{3 \cdot N \cdot R}{4 \cdot E} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (1)$$

$$E = \left(\frac{(1 - \nu_{came}^2)}{E_{came}} + \frac{(1 - \nu_{pastilha}^2)}{E_{pastilha}} \right)^{-1} \quad (2)$$

onde:

N : carga normal (obtida do modelo dinâmico apresentado anteriormente)
 R : raio do came
 E_i : módulo de elasticidade do material i
 ν_i : coeficiente de Poisson do material i

} (obtidos experimentalmente)

Como o sistema é lubrificado e as duas superfícies são não conformes, pode-se admitir que a área de contato será ampliada, em relação a um contato seco. Esta área de contato lubrificada pode ser descrita por:

$$A_L = k_L \cdot A_{HERTZ} \quad (3)$$

onde: k_L : constante de lubrificação (para este trabalho será utilizada uma margem de aplicação desta constante entre 1 e 3, por considerar que o sistema trabalha em um regime EHD de lubrificação).

Como a espessura do filme (da ordem de microns) é muito pequena quando comparada às curvaturas da superfície do came, supõe-se que o filme de óleo “enxerga” este contato como plano e de área constante nos contatos came-pastilha e pastilha-fluido.

Também, admite-se que a força de atrito nesses contatos é constante.

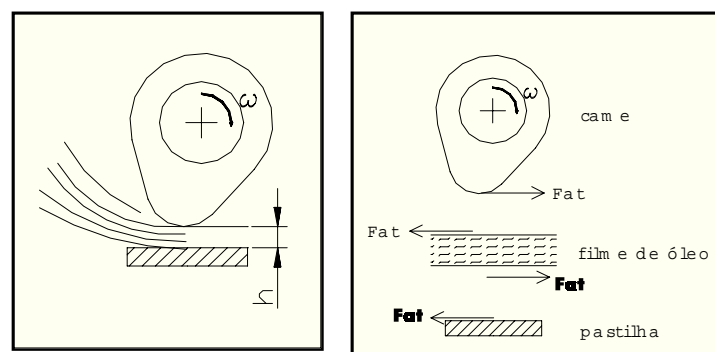


Figura 3: Esforços atuantes no sistema

Com isso, considerando que o fluido seja newtoniano tem-se:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dV}{dy} \quad (4)$$

onde: μ : viscosidade do óleo

V : velocidade do óleo na direção de Fat

y : coordenada na direção da espessura do filme de óleo (h)

sendo:

$$\tau = \frac{Fat}{A_L} \quad (5)$$

Tem-se que a tensão de cisalhamento é constante em todo o filme de óleo e assim o perfil de velocidades é linear com y , resultando em (6).

$$\frac{dV}{dy} = \frac{\Delta V}{\Delta y} = \frac{V}{h} = \frac{\omega \cdot R}{h} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n \cdot R}{h} \quad (6)$$

onde n é a rotação do came em rpm, h é a espessura do filme e V a velocidade periférica do came . Portanto:

$$Fat = A_L \cdot \mu \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n \cdot R}{h} \quad (7)$$

Segundo Hutchings (1992), para um regime elasto-hidrodinâmico e um contato não-conforme, o filme de óleo h é dado por:

$$h = 2.8 \cdot R^{0.77} \cdot \mu^{0.65} \cdot V^{0.65} \cdot E^{-0.44} \cdot N^{-0.21} \quad (8)$$

Desta maneira, o modelo de atrito proposto por este artigo é dado por:

$$Fat = k_{at} \cdot \mu^{0.35} \cdot R^{0.247} \cdot E^{-0.227} \cdot N^{0.877} \cdot n^{0.35} \quad (9)$$

onde: k_{at} (constante de atrito) = $9,699 \cdot 10^{-2} \cdot k_L$

4. MODELO DE DESGASTE

Admite-se que a perda de massa do sistema ocorre no regime moderado e que esta se dá pelo mecanismo de desgaste oxidativo (Quinn, 1992). O contato ocasional entre asperezas gera picos de temperatura que provoca a formação e aumento da camada de óxido. Parte destas camadas são removidas da interface pelas tensões tangenciais (cisalhamento) e levadas pelo lubrificante, causando assim a perda de massa do sistema.

O esforço responsável pelo arrancamento destes óxidos é a força de atrito. Importante ressaltar que a remoção de material e a mudança de temperatura da interface devem acontecer em situações críticas do sistema, isto é, em que o filme de óleo atinge espessura mínima situando-se na condição de lubrificação limite, proporcionando o contato metal-metal. Admite-se que esta formação e arrancamento de óxidos não modifica as propriedades inerentes ao sistema, como módulo de elasticidade equivalente, que são válidas para os dois modelos propostos (atrito e desgaste), não havendo mudança significativa durante o processo de perda de massa.

Na interface em que ocorre a perda de massa, há a atuação da força de atrito (Fat) e da força normal (N). Estas agem sobre a área de contato (A_L) com uma determinada velocidade relativa entre came e seguidor (V). A perda de material se dá pela ação de uma potência que pode ser expressa por duas formas: Potência de arrancamento (Pot_{arr}) e Potência de atrito (Pot_{at}), dadas por (10) e (11) respectivamente.

$$Pot_{arr} = \tau \cdot q = \frac{Fat}{A_L} \cdot q \quad (10)$$

$$Pot_{at} = Fat \cdot V \quad (11)$$

onde: q : volume de material arrancado por unidade de tempo

A área de contato lubrificada (A_L) continua sendo dada por (3) e como:

$$V = \frac{\pi}{30} \cdot n \cdot R \quad (12)$$

tem-se que:

$$q = k_q \cdot R^{5/3} \cdot E^{-2/3} \cdot N^{2/3} \cdot n \quad (13)$$

onde: k_q (constante de desgaste) = $8,644 \cdot 10^{-2} \cdot k_L$

A hipótese de que as potências de arrancamento e atrito são iguais deve ser verificada experimentalmente, pois existe a questão da geração de calor responsável pela formação de óxidos antes do arrancamento do material, a qual absorveria parte da potência de atrito para essa geração de calor. Para esta validação dos modelos encontra-se em desenvolvimento uma bancada de testes, onde poderão ser coletadas informações em breve. Considerando o estado da arte atual, são apresentados os resultados de simulação numérica.

5. RESULTADOS

Como resultados deste trabalho foram calculadas a taxa de desgaste e a potência de atrito para diferentes rotações. Estes valores serão calculados em dois ciclos de rotação do came e a potência de atrito e a taxa de desgaste serão dados pela média integral das curvas resultantes de cada simulação. Para isso, foi utilizado o modelo dinâmico apresentado anteriormente, do qual se obtém a carga normal (veja Figura 4) a entrar nos modelos de atrito e desgaste.

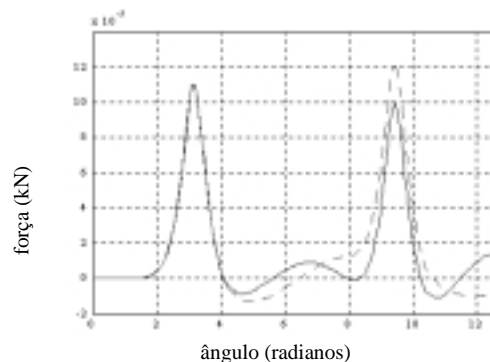


Figura 4: Gráfico da Força Normal. (- - -) 5GL; (—) 2GL; 3000rpm.

É interessante notar que as curvas de resultados dos modelos aqui apresentados, taxa de desgaste (Figura 5) e potência de atrito (Figura 6), apresentam semelhança geométrica com os resultados apresentados em Uehara e Padovese (1999), que utilizam modelos de Coulomb (atrito) e Archard (desgaste).

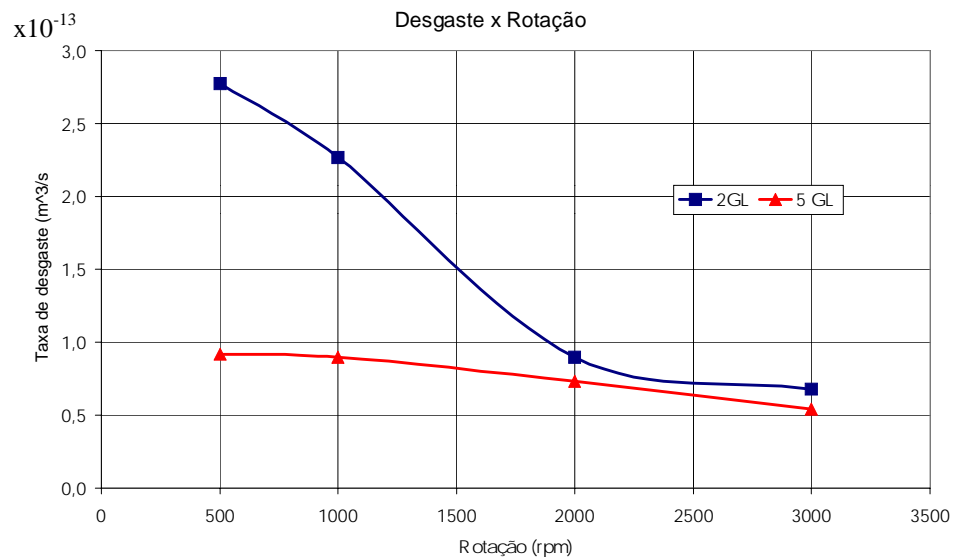


Figura 5: Respostas de desgaste para os diferentes níveis de discretização.

Para ambas respostas (Figuras 5 e 6), é possível notar que há uma queda nos valores quando há aumento da rotação, isto é justificado pela importância da rotação na ação dinâmica do sistema, observado no modelo dinâmico do qual é extraída a carga normal. Este resultado corresponde ao observado na literatura quanto ao desgaste (curva de Stribeck; Hutchings, 1992). No caso da curva de atrito, é previsto na literatura que após um determinado aumento da velocidade, o decaimento da curva cesse e inicie um aumento do atrito novamente decorrente da dissipação de energia no fluido em altas velocidades. Importante notar que os resultados aqui levantados apresentam valores médios obtidos em dois ciclos de revolução do came, sendo limitada a rotação em 3000 rpm como máxima, mas

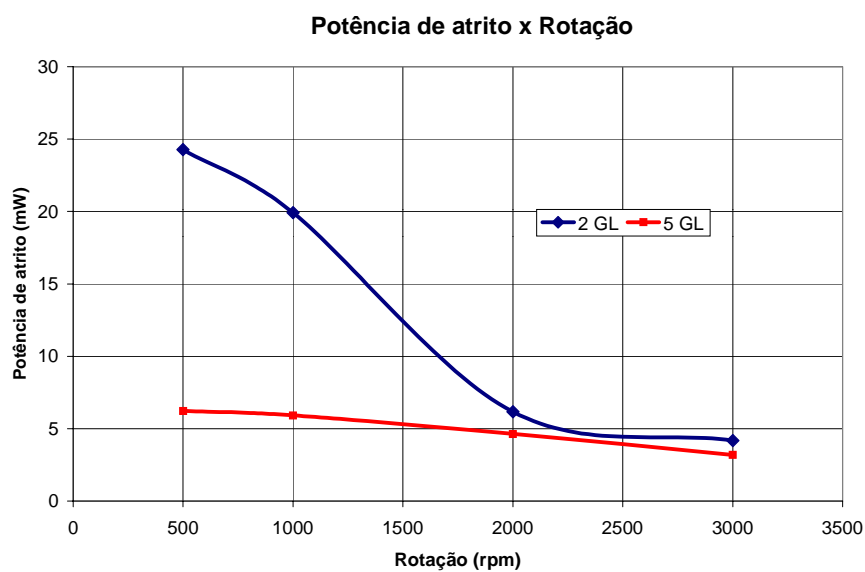


Figura 6: Respostas de Potência de atrito para diferentes níveis de discretização.

este fenômeno poderá ser melhor analisado quando da obtenção de resultados experimentais a serem coletados na bancada de teste em desenvolvimento.

6. CONCLUSÕES

Os modelos de atrito e desgaste aqui propostos possuem a vantagem de levar em consideração diversos parâmetros inerentes ao sistema (rotação, material, lubrificação, dinâmica), o que não é observado em modelos convencionais, como Coulomb (força de atrito: $Fat = \mu.N$) e Archard (desgaste: $Q = k.N/H$). Nestes modelos, existem constantes com valores de aplicação com ordens de grandeza bastante variadas, em especial a constante k do modelo de Archard. Nos modelos aqui apresentados também há uma constante desta natureza, mas com um escopo de aplicação mais restrito ($1 < k_L < 3$).

Estes modelos necessitam de validação experimental. Para isto uma bancada de testes está em desenvolvimento, podendo ser coletados dados num futuro próximo.

7. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer a todos aqueles que direta ou indiretamente contribuíram para este trabalho. Em especial aos membros da equipe do Laboratório de Fenômenos de Superfície da Escola Politécnica da USP pela experiência compartilhada e pelo espaço fornecido. Lembrando que a primeira versão deste trabalho foi apresentada na disciplina *Introdução à Tribologia* do curso de graduação do departamento da Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP.

8. REFERÊNCIAS

- Bagci, C. and Kurnool, S., 1997, "Exact Response Analysis and Dynamic Design of Cam Follower Systems Using Laplace Transforms", *Journal of Mechanical Design*, vol. 119.
- Chen, F.Y., 1982, "Mechanics and Design of Cam Mechanisms", Pergamon Press, New York, USA.
- Hutchings, I.M., 1992, "Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials", Edward Arnold, London, England.
- Kano, M. and Kimura, Y., 1993, "Quantitative analysis of cam follower wear in relation to various material properties", *Wear*, vol. 162, pp. 897-905.
- McCool, J. I., 1988, "The Distribution of Microcontact Area, Load, Pressure, and Flash Temperature under the Greenwood-Williamson Model", *Transactions of the ASME*, vol. 110, pp. 106-111.
- Pisano, A.P. and Freudenstein, F., 1983, "An Experimental and Analytical Investigation of the Dynamic Response of a High-Speed Cam Follower System", *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, vol. 105, pp. 692-704.
- Pisano, A.P., 1984, "Coulomb Friction in High-Speed Cam Systems", *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, vol. 106, pp. 470-474.
- Quin, T.F.J., 1992, *ASM Handbook*, vol. 18, pp. 280-287.
- Schey, J.A., 1983, "Tribology in Metalworking Friction, Lubrication and Wear", American Society for Metals, Ohio.
- Tomanik, E., 1993, "Simulação do Movimento Axial dos Anéis de Pistão", Dissertação de mestrado, 80p., Escola Politécnica – Universidade de São Paulo, Brasil.
- Uehara, S. and Padovese, L.R., 1999, "A Dynamical Study of a Cam Follower System", XX CILAMCE, São Paulo, Brazil.

ANÁLISE COMPARATIVA DE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO TIPO VOLUME DE AR CONSTANTE (CAV) E VOLUME DE AR VARIÁVEL (VAV) MULTIZONAS OPERANDO EM CLIMA QUENTE E ÚMIDO

César Augusto Gomes dos Santos

Jorge Emanuel Corrêa

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, Cx. P. 8612 – 66075-970 – Belém, PA, Brasil – E.mail: gsantos@ufpa.br

Resumo

Neste trabalho é feita uma análise comparativa do ponto de vista do consumo de energia em sistemas de climatização com volume de ar constante (CAV) e volume de ar variável (VAV) multizonas, usados para prover o conforto térmico em edificações. O programa computacional *HVAC2KIT* foi utilizado na simulação. Resultados de taxas de transferência de calor sensível e latente na serpentina de resfriamento e desumidificação, potência do ventilador de insuflamento, taxas de transferência de calor nas serpentinas aquecimento terminal e consumo de energia são obtidos e analisados para condições climáticas da cidade de Belém do Pará-Brasil (1° 27' Lat. Sul, 48° 48' Long. Oeste), que apresenta clima tipicamente quente e úmido durante todo o ano.

Palavras-chave: Simulação, Climatização, Ar condicionado, Edificações, Energia.

1. INTRODUÇÃO

Desde a última crise mundial do petróleo na década de 80, o aumento de preço da energia deixou claro para os fabricantes a necessidade de produzir equipamentos mais econômicos, caso desejassem manter e ampliar o mercado consumidor. O consumo de energia, que já era um fator importante na tomada de decisão sobre investimentos em ar condicionado tornou-se então crítico, quer para edifícios novos ou na revitalização de sistemas já instalados (Peixoto *et al.*, 1990). Segundo Andrade (1994), a economia de energia em sistemas de ar condicionado para conforto pode ser obtida pela redução das cargas térmicas no ambiente condicionado, instalação de equipamentos mais sensíveis às condições do ar externo e cargas térmicas, e uso de fontes alternativas de energia (solar, eólica, etc) como auxiliares. Assim, o presente artigo compara o desempenho dos sistemas multizonas CAV (*Constant Air Volume*) e VAV (*Variable Air Volume*), visando identificar o potencial de economia de energia que é possível obter pelo uso de cada um deles.

2. SISTEMA CAV (*Constant Air Volume*) MULTIZONA

O sistema CAV multizona é mostrado na Fig. 1. Para reduzir a carga na serpentina de resfriamento e desumidificação (SRD) uma porcentagem grande da vazão de ar insuflado é recirculado e misturado com ar externo de ventilação. O ventilador mantém a vazão de ar constante. O sensor de controle S, na saída do ventilador, mantém a temperatura do ar em torno de 13 °C, geralmente suficiente para atender as exigências de carga térmica de todas as zonas envolvidas em sistemas para conforto. Antes de ser insuflado o ar passa por uma serpentina de aquecimento (SA), que é acionada pelo termostato da zona térmica

correspondente, para controlar a temperatura de insuflamento do ar caso a carga térmica atinja um valor parcial muito baixo, impedindo que a temperatura desejada naquela zona térmica seja mantida. Este sistema é extremamente sensível às variações das condições do ar externo a da carga térmica, proporcionando um excelente controle da temperatura em cada zona térmica.

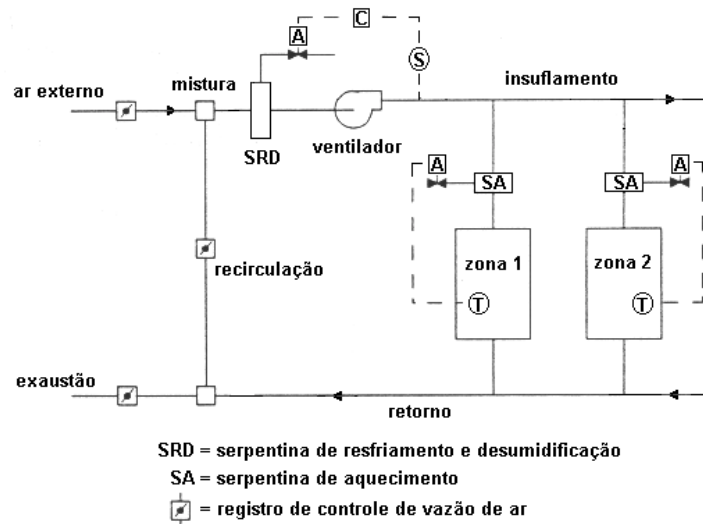


Figura 1. Esquema do sistema de vazão de ar constante (CAV) multizona.

3. SISTEMA VAV (*Variable Air Volume*) MULTIZONA

O sistema VAV multizona apresenta um esquema bastante semelhante ao CAV, como pode ser visto na Fig. 2. A diferença marcante é que o termostato de cada zona térmica controla não só uma serpentina de aquecimento como um registro de controle de vazão de ar em cada zona. A vazão de ar no ventilador é reduzida de acordo com a carga parcial. Entretanto, a vazão mínima de ar insuflado deve satisfazer às exigências de renovação de ar em cada zona térmica. Por isso, ao atingir essa vazão mínima, sem que a temperatura desejada na zona térmica seja mantida, o termostato aciona a serpentina de aquecimento para controlar a temperatura de insuflamento.

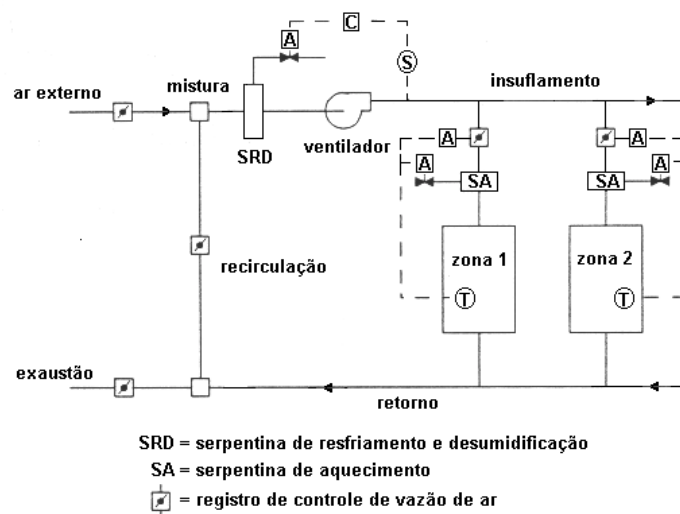


Figura 2. Esquema do sistema de vazão de ar variável (VAV) multizona.

4. METODOLOGIA

Para a realizar as simulações foi utilizado o programa computacional *HVAC2KIT* (Brandemuehl et al., 1993) desenvolvido pela *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)* para análise em regime permanente de equipamentos e sistemas de condicionamento de ar. Os sistemas em questão serão simulados hora-a-hora, entre 8:00 e 18:00 horas de um dia de projeto. Na zona 1 a temperatura é mantida a 25 °C (*setpoint*) e na zona 2 a 22 °C (*setpoint*), com ambas tendo umidade relativa de 60 %. Para que a comparação seja válida, as condições de projeto internas e externas e as cargas térmicas sensível e latente em cada zona térmica devem ser idênticas em cada hora de simulação. As cargas térmicas latentes em cada zona são constantes e iguais a 7,5 kW na zona 1 e 5 kW na zona 2. A Tab. 1 apresenta os dados usados nas simulações dos sistemas CAV e VAV, em cada hora de um dia de projeto em Belém do Pará.

Tabela 1. Dados usados na análise dos sistemas CAV e VAV, para cada hora de um dia de projeto.

Hora do dia	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
T_{AE} (°C)	24,1	25,4	26,9	28,6	30,2	31,4	32,2	32,5	32,2	31,5	30,4
W_{AE} (g _v /kg _a)	15,6	16,4	17,0	18,7	20,7	21,7	22,7	22,7	22,7	21,7	20,7
CS 1 (kW)	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
CS 2 (kW)	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
CS1 e CS 2 = carga térmica sensível na zonas 1 e 2											
T_{AE} , W_{AE} = temperatura de bulbo seco e umidade absoluta do ar externo											

Do mesmo modo que existem razões de conforto térmico que implicam numa determinada condição de insuflamento, as exigências de qualidade do ar interior determinam que a quantidade de ar insuflado contenha certa porcentagem ar externo. Em situações de operação sob cargas parciais, para o sistema CAV, se $T_{AE} > setpoint$ tem-se 20% de ar externo e 80% recirculado; se $T_{AE} < setpoint$ a vazão de ar insuflado é 100% de ar externo. No sistema VAV, uma vazão mínima de ar insuflado é especificada, para não comprometer a ventilação nas zonas e acima dessa vazão tem-se 20 % de ar externo.

5. ANÁLISE DE RESULTADOS

Extração de calor sensível e latente na serpentina de resfriamento e desumidificação. A Figura 3 mostra a extração de calor sensível na serpentina de resfriamento e desumidificação entre 8:00 e 18:00 horas, para os sistemas CAV e VAV. Em ambos há um aumento desses valores, porém os correspondentes ao CAV são sempre maiores. Observa-se que no início do dia a diferença é de 30 kW, e ao longo do dia esta diferença vai diminuindo atingindo 3,9 kW às 18 horas. A Figura 4 mostra a extração de calor latente. Aqui, tal como acontece com o calor sensível, os valores crescem ao longo do dia e os correspondentes ao CAV são sempre maiores. Tanto na extração de calor sensível como na de calor latente, o sistema VAV ajusta-se melhor às variações de carga térmica e às mudanças nas condições de temperatura e umidade absoluta do ar externo. Em consequência, o sistema VAV necessita de menor capacidade de resfriamento total e menor consumo de energia do que o sistema CAV, em condições de operação semelhantes.

Adição de calor da serpentina de aquecimento. A Figura 5 mostra a adição de calor sensível nos sistemas CAV e VAV. Neste último, não houve necessidade de adição de calor em

nenhuma condição de operação. No sistema CAV, a adição de calor diminui ao longo do dia, variando entre 60 e 10 kW. Esta redução ocorre porque há um aumento gradativo das cargas sensíveis nas zonas térmicas, diminuindo assim o aquecimento artificial exigido. Tal adição de calor é indesejável, visto que provocará um aumento da extração de calor na serpentina de resfriamento e desumidificação e do consumo de energia.

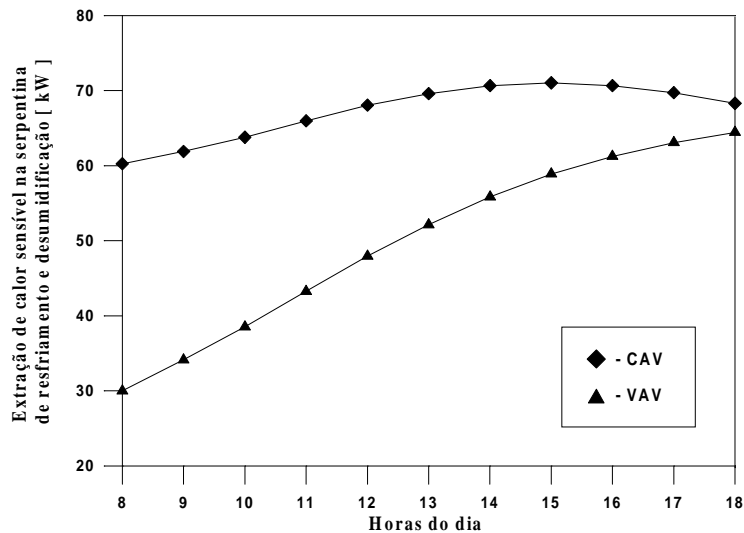


Figura 3. Extração de calor sensível na serpentina de resfriamento e desumidificação.

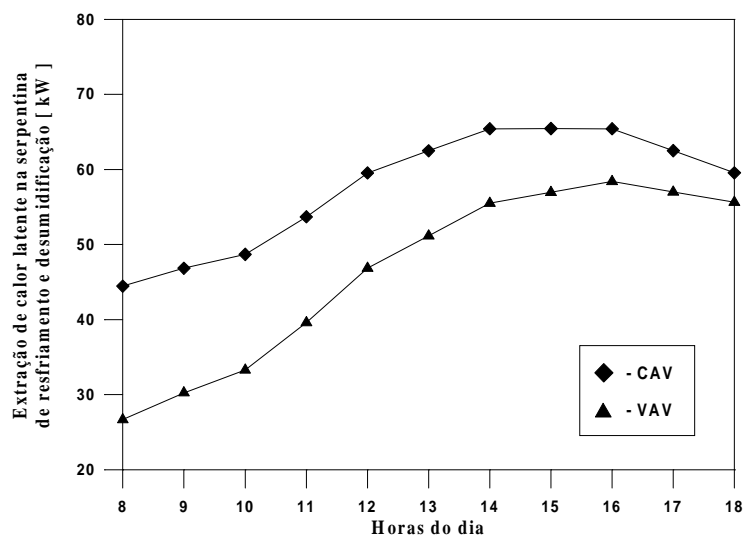


Figura 4. Extração de calor latente na serpentina de resfriamento e desumidificação.

Potência do ventilador. A Figura 6 mostra a potência no ventilador de insuflamento. Para o sistema VAV, o aumento na potência consumida no ventilador acompanha o aumento das cargas térmicas nas zonas em função do aumento gradual de vazão. Por outro lado, como o sistema CAV opera com a vazão de ar constante não ocorrem alterações na potência consumida. Apesar do aumento de consumo observado no sistema VAV, este não se equipara ao consumo para CAV, mesmo em cargas de pico.

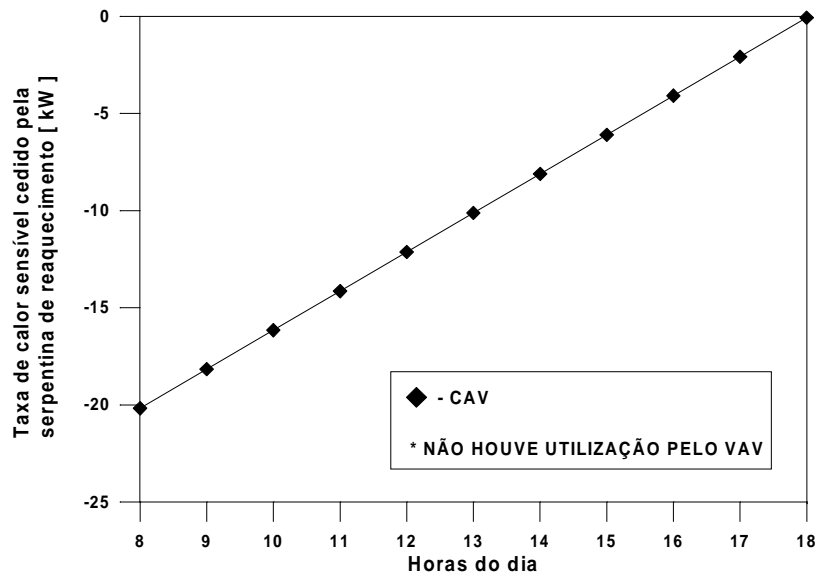


Figura 5. Adição de calor sensível da serpentina de aquecimento

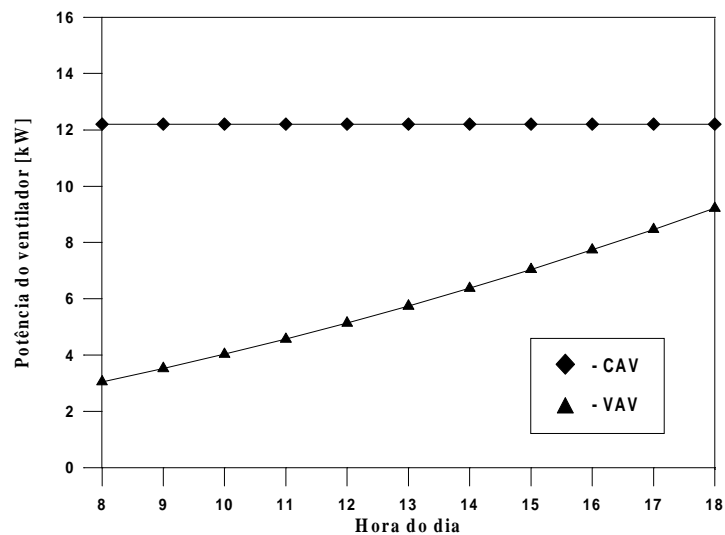


Figura 6. Potência do ventilador de insuflamento.

6. CONCLUSÕES

Comparado ao sistema CAV, a utilização do VAV para obtenção de condições de conforto em ambientes condicionados permite uma redução no consumo de energia, pois a capacidade de refrigeração da serpentina de resfriamento e desumidificação, que está relacionada diretamente com a potência elétrica necessária para acionar o compressor do sistema de refrigeração, é menor, considerando as mesmas condições de operação.

A possibilidade de variar a vazão de ar insuflado até um valor mínimo estabelecido, possibilitou que no sistema VAV não fosse utilizada a serpentina de aquecimento, enquanto que no CAV a adição de calor artificial variou de 60 a 10 kW.

Este mesmo fato foi responsável pela menor potência exigida pelo ventilador do sistema VAV, a qual, apesar do aumento gradativo não se equipara ao sistema CAV.

7. BIBLIOGRAFIA

- Corrêa, J. E., Análise dinâmica do comportamento integrado de edificações e sistemas de climatização, tese de doutorado, NRVA (Núcleo de pesquisa em refrigeração, ventilação e ar condicionado), Universidade Federal de Santa Catarina – SC, Brasil.,1998.
- ASHRAE, Handbook of HVAC Systems and Equipment, Atlanta-GA, 1996.
- Andrade, J.A., *Economia de Energia em Sistemas de Climatização com Arrefecimento Gratuito*. III Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste - Belém – PA – Brasil., 1994.
- Peixoto, R.A. ; Paiva, M.A.; Chin, C.C.; Cespedes, J.F.P., *Modelagem e Simulação Matemática de Sistemas Centrais de Ar Condicionado Visando a Análise e Previsão do Consumo de Energia*. III Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Itapema – SC – Brasil, 1990.
- Brandemuehl, M.J., *Algorithms and Subroutines for Secondary HVAC System Energy Calculations*. Edited by ASHRAE, Atlanta – USA, 1993.
- Stoecker, W. F., *Design of Thermal Systems*, New York, McGraw-Hill Co.,1989.
- ASHRAE. 1989. Outside Air Requirements. *ASHRAE Standard 62-1989*.
- Stoecker, W.; Jones, J.W. , *Refrigeração e Ar Condicionado*. Ed. McGraw Hill, São Paulo – Brasil, 1985.
- *Dados Climatológicos da Cidade de Belém do Pará* . INMET - Instituto Nacional de Meteorologia.

EVALUATION OF THE HEAT TRANSFER LEVEL IN SYSTEMS OF CLIMATIZATION TYPE CONSTANT AIR VOLUME (CAV) AND VARIABLE AIR VOLUME (VAV) MULTIZONE OPERATING IN HOT AND HUMID CLIMATE

Abstract

In this work it is made a comparative analysis of the energy consumption in climatization systems with constant air volume (CAV) and variable air volume (VAV) multizone, used to provide the thermal comfort in constructions. The software HVAC2KIT developed by American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning (ASHRAE) was used in the simulation. Results of transfer rates of sensible and latent heat in the cooling and desumidification streamer, fan power and transfer rates in the terminal heating streamer are obtained and analyzed for climatic conditions of the city of Belém of Pará-Brazil (1°27 ' Lat. South, 48° 48 ' Long. West), that presents climate typically hot and humid during all the year.

Word-key: Simulation, Climatization, Air Conditioning, Constructions, Energy.

MECANISMOS DE FADIGA DE CONTATO EM DISCOS DE AÇO AISI 52100

João Telésforo Nóbrega de Medeiros - jtelesforo@yahoo.com

UFRN, Professor do Dep. Eng. Mecânica - Natal - Rio Grande do Norte, Brasil

EPUSP, Aluno de Doutorado do Lab. de Fenômenos de Superfície - São Paulo, Brasil

Deniol Katsuki Tanaka - dktanaka@usp.br

Amilton Sinatora – sinatora@usp.br

Prof. Associado Doutor da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica - Laboratório de Fenômenos de Superfície – São Paulo, Brasil

ABSTRACT

The contribution of this paper is to discuss some of the damages and mechanisms that can promote the contact fatigue. Two distinct groups of damage are conceptualized, according with Tallian [1992]: *spalling* and *surface distress*. Experimental results obtained to a life range of 1.53×10^6 and 1.25×10^7 cycles (rolling distances between 721 and 5890 km), from disc-disc testings of heat treated AISI 52100 specimens (58 to 141 km/h, 2.23 to 2.81 GPa) are used to illustrate some of these mechanisms. The composition of steel specimens was 1.121%C, 0.268%Si, 0.384%Mn, 0.016%P, 0.014%S, 1.423%Cr, 0.035%Ni, 0.003%Cu, 0.005% Ti, 0.005%Mo, 0.005%N. It was identified the presence of inclusions such as undissolved carbides, sulfites and nitrides in the martensitic matrix. Are shown damaged surfaces and detached debris during a test and thermal crack patterns associated with the contact fatigue, analyzed by SEM and EDS.

Key-words: Tribology - Contact fatigue - Mechanisms - Spalling - AISI 52100 Steel

1. INTRODUÇÃO

Em 1998, a Comissão de Fadiga de Materiais da Sociedade Francesa de Metalurgia e Materiais (sfmm@wanadoo.fr) promoveu sua 17^a Jornada de Primavera, que naquele ano enfocou a Fadiga de Contato. No prólogo dos anais, A. BIGNONNET e P. MERRIEN justificam a crescente atenção dispensada ao tema pela constatação de que “40% das rupturas de sistemas mecânicos devidas à fadiga decorrem do contato entre duas superfícies”. Esse dado, convertido em custo, é elevado e tem desafiado pesquisadores em torno de vários aspectos do problema do contato entre superfícies sólidas que, segundo DANG VAN e MAITOURNAM [1998:1(1)], situam-se entre os mais importantes e difíceis de estudar.

O objetivo deste trabalho é apresentar mecanismos de falha atuantes na fadiga de contato de rolamento com pequenos deslizamentos (inferiores a 1,0 %) e alguns danos típicos.

2. CONCEITUAÇÃO E FENOMENOLOGIA DO CONTATO CÍCLICO

Fadiga de contato é o processo de gênese e propagação de danos superficiais e subsuperficiais nos materiais, induzido pelo sistema que os confina, sob solicitações e deformações cíclicas devidas ao contato de rolamento e/ou deslizamento entre superfícies.

Na solução obtida por Hertz, as tensões e as deformações na superfície e subsuperfície de contato, ambas compondo a *região hertziana*, são função da carga, geometria e propriedades elásticas dos dois corpos em contato. A essa visão, cresceu Way [1935] a importância da microestrutura dos materiais e fez escola entre os metalurgistas. Daí a observação de Pronikov [1981: 122-3], ao avaliar danos relativos a diversos tipos e concepções de contato:

“em muitos casos, a influência dos fatores de projeto sobre a forma de uma superfície desgastada, mostra-se maior do que a influência da natureza do desgaste em materiais”.

Gras e Inglebert [1998] também destacam a importância do conhecimento da geometria do contato (concepção, construção e funcionamento), carga, velocidade, materiais, estado das superfícies e lubrificantes, interagentes na vida à fadiga de contato das superfícies envolvidas.

A teoria hertziana, intrinsecamente elástica e estática, tem sido extrapolada ao regime plástico ou ao *contato cíclico* de rolamento (GOLDSMITH [1960: 82-90] e JOHNSON [1989: 90-106]). Algumas correções teóricas ou experimentais vêm sendo incorporadas à modelagem original de Hertz, como discutem Voskamp [1985] e Jiang e Sehitoglu [1996].

A predição de falha por fadiga de contato e a compreensão dos mecanismos nela interagentes têm desafiado pesquisadores ao longo do tempo. Weibull [1951, 1962] justifica esse tipo de dificuldade à ocorrência de tensões extremamente elevadas concentradas em pequenos volumes caracterizados por um conjunto de variáveis, aleatórias por natureza. Nesse sentido, considera a etapa experimental indispensável à complementação e evolução da base teórica já desenvolvida.

Littman e Widner [1966], apesar de reconhecerem que os seus “*mecanismos não são bem compreendidos*”, atribuem aos fatores abaixo a origem da maioria desse tipo de falha:

- a) Presença de inclusões (frequência e severidade de óxidos ou outras inclusões duras);
- b) Concentração geométrica de tensões (desalinhamentos e deflexões; possíveis efeitos da espessura do filme lubrificante);
- c) Origem em superfícies pontuais, PSO (lubrificante com baixa viscosidade, filmes finos EHL relativamente às asperezas das superfícies em contato, relação deslizamento / rolamento, magnitude da força tangencial);
- d) *Pitting* superficial (baixa pressão hidráulica do filme lubrificante, lubrificante com baixa viscosidade, filmes finos EHL relativamente às asperezas das superfícies em contato);
- e) Falha subsuperficial em componentes cementados (núcleo com baixa dureza, pequena espessura da camada cementada em relação ao raio de curvatura dos corpos em contato).

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Utilizou-se uma máquina de ensaio de fadiga de contato, do tipo disco contra disco, de procedência inglesa, marca PLINT, modelo TE73. A Tabela 1 apresenta os parâmetros adotados durante um conjunto de quatro ensaios, em que um disco motor, com perfil esférico, largura de 8,0 mm e diâmetro de 150,00 mm acionava, por atrito, um disco movido de igual diâmetro.

O máximo desvio de batida radial dos discos ensaiados e retificados com rebolo de perfil foi 12 µm. A rugosidade superficial pode ser avaliada através das fotos (MEV) da microestrutura. O deslizamento, inferido dos tacômetros, situou-se abaixo de 0,5%.

Utilizaram-se dois esquemas distintos de tratamento térmico para o aço AISI 52100 (Tabela 1), resultando em dureza compreendida entre 58 e 63 Rockwell C. Antes de cada ensaio, os discos eram desmagnetizados e limpos com acetona.

As figuras 1 e 2 apresentam as superfícies das pistas dos discos motores e movidos após ensaiadas. As Tabelas 1 e 2 associam essas figuras a cada disco e condições de ensaio.

Tabela 1 - Variáveis medidas ou avaliadas nos ensaios disco-disco

Ensaio	Material Disco Motor	Material Disco Movido	Rotação (RPM)	Pressão Hertz (GPa)	Vida (milhões ciclos)
01	Aço AISI 52100 temperado em óleo (850°C) e revenido (170°C) Fig. 1(a, b, c)	Aço AISI 52100 temperado (850°C) em banho de sais (220°C) e revenido (170°C) Figuras 1(d, e, f)	2050 a 3000 rpm até 6,5 milhões de ciclos; 4100 rpm até o final	2,23 até 5,7m.ciclos; 2,58 a 2,81 até 7,0 milh..ciclos após, 2,23	11,82 Distância percorrida pelos discos: 5574 km
02	Aço AISI 52100 temperado (850°C) em banho de sais (220°C) e revenido (170°C) Fig. 1(g, h, i)	Aço AISI 52100 temperado (850°C) em banho de sais (220°C) e revenido (170°C) Fig. (1j, k, l)	5000 rpm até 700 mil ciclos; Entre 2000 e 2500 até 1,2 milhões de ciclos; Entre 5000 e 2500 rpm até o final	2,23	12,45 Distância percorrida pelos discos: 5867 km
03	Aço AISI 52100 temperado em óleo (850°C) e revenido (170°C) Fig. 2(a, b, c)	Aço AISI 52100 temperado em óleo (850°C) e revenido (170°C) Fig. 2(d, e, f)	5000 rpm até o final	2,23	12,5 Distância percorrida pelos discos: 5890 km
04	Aço AISI 52100 temperado (850°C) em banho de sais (220°C) e revenido (170°C) Fig. 2(g, h)	Aço AISI 52100 temperado em óleo (850°C) e revenido (170°C) Fig. 2 (j, k)	5000 rpm até o final	2,23 “Debris”: Figuras 2(i, l)	1,53 [devido à poligonização do disco movido] Distância percorrida pelos discos: 721 km

Variaram, durante os ensaios, a umidade relativa do ar (42 a 70%) , a temperatura ambiente (16 a 30 °C) e a temperatura na circunvizinhança do contato (em um diâmetro da ordem de 22 mm), medida por pirômetro ótico, variou numa faixa de 63 a 134 °C.

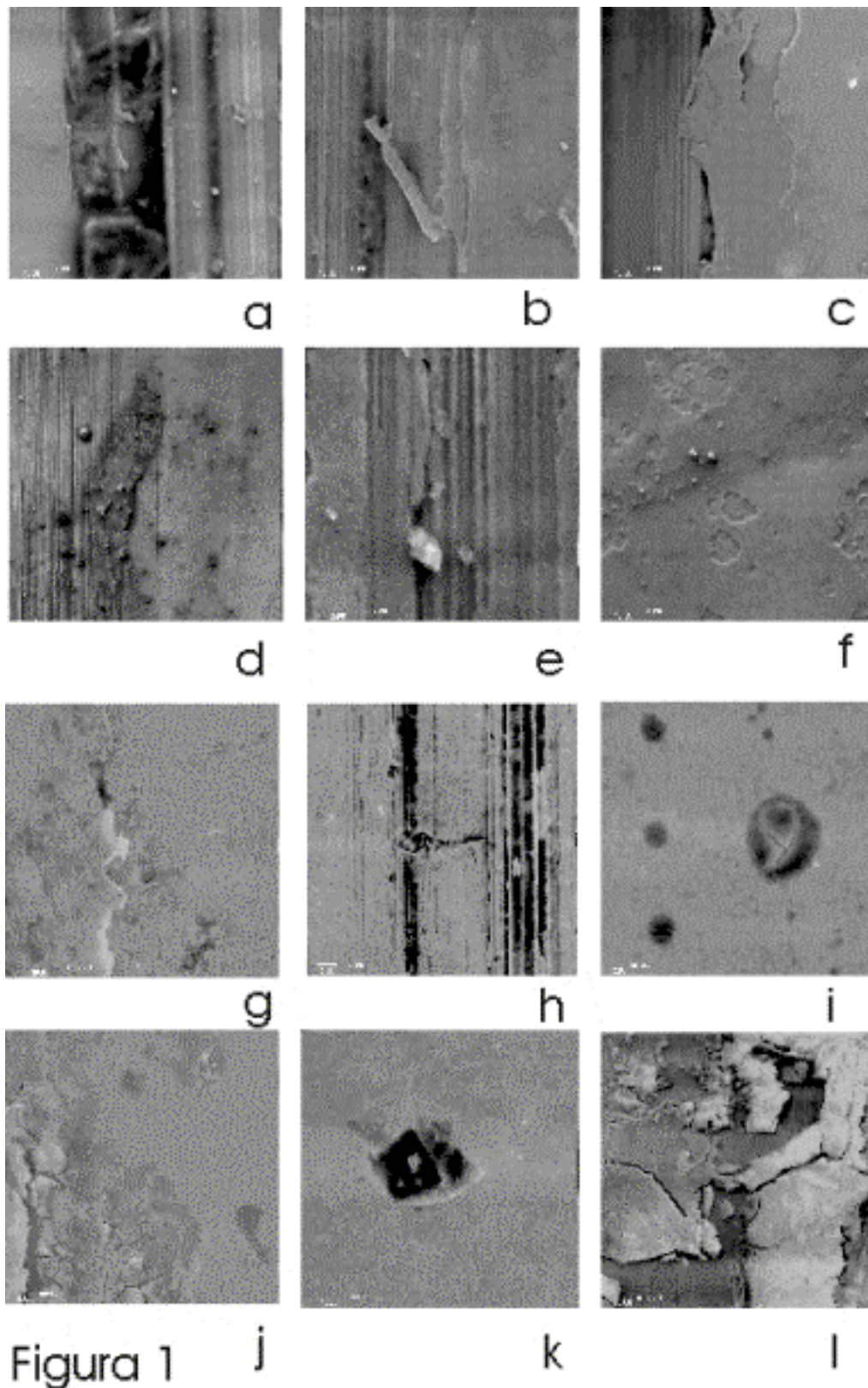
O ensaio número 1 foi exploratório para o aço AISI 52100. Desejava-se observar o comportamento da máquina disco-disco, e seu nível de vibração em função da carga e velocidade dos discos, através de um captador de vibração que equipa o tribômetro e pára o ensaio sob valores limites de amplitude de vibração.

Registraram-se várias paradas no ensaio número 1 comandadas pelo captador, ao que se elevava o seu *threshold*. *Beynon et al.* [1996], em Sheffield, citam haver usado em máquina disco-disco um sensor de correntes parasitas para registrar a evolução de microtrincas.

O ruído médio aumentou progressivamente com o número de ciclos. O ensaio era encerrado a níveis intoleráveis de ruído continuado (sinal flutuando entre 115 e 120 dB).

4. ASPECTOS DAS SUPERFÍCIES APÓS ENSAIADAS

Cada pista de rolamento apresentada girava de baixo para cima da foto. As estrias regulares paralelas que aparecem em algumas fotos [1 (a, b, c, d, e, h) e 2 (d, g)] advêm do processo de retificação das superfícies, em que se utilizou um rebolo de perfil com reentrância circular e raio de 75 ± 3 mm, de modo a assegurar aos discos um perfil aproximadamente esférico.



Os discos motores estão nas fotos 1 (a, b, c, g, h, i) e 2 (a, b, c, g, h); os contracorpos respectivos, os discos movidos, encontram-se nas fotos 1 (d, e, f, j, k, l) e 2 (d, e, f, j, k) e *debris* do ensaio número 4 mostram-se nas fotos 2 (i, l). A Tabela 2 descreve os tipos de falha e cita possíveis mecanismos atuantes.

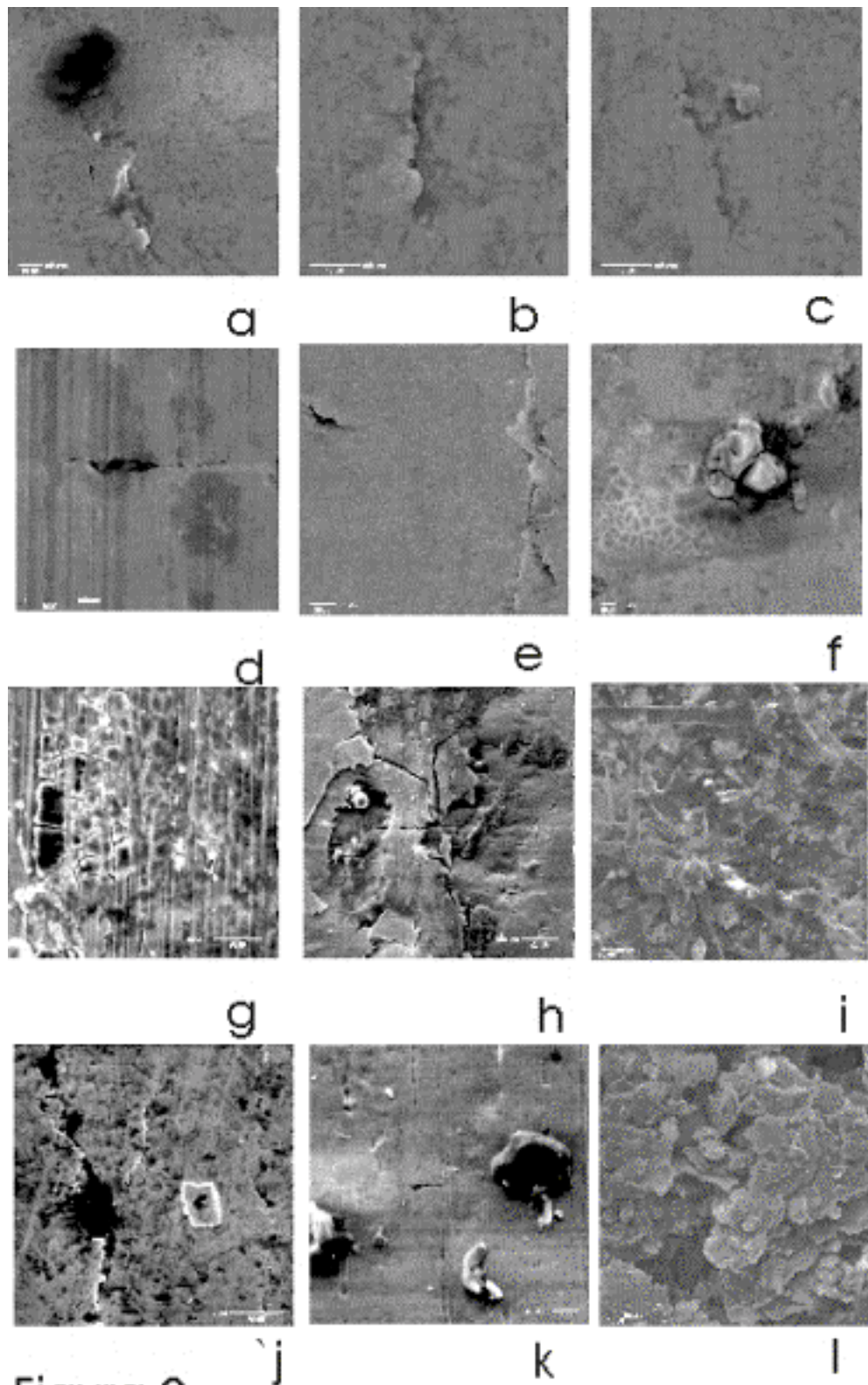


Figura 2

Tabela 2 - Identificação de trincas e/ou danos nas superfícies ensaiadas

	Figura 1	Figura 2
a	A região escura e larga, central, cerca de 30 μm de espessura, é a interface entre a pista, sob contato cíclico, e sua borda direita, onde não	Pista se deforma plasticamente de acordo com o Modo I e encrua, atinge o limite de resistência à fadiga do material e se habilita a

	há contato. A concentração de tensões é intensificada, na etapa de surgimento de trincas, CFS, pela rugosidade superficial, desvios de forma, inclusões e tensões residuais oriundas da retificação, promovendo o dano mostrado.	formar <i>debris</i> lamelares, como na foto (c) à direita. Há um ângulo da ordem de 15° que sugere uma distorção do plano tangente ao contato nos discos motor e movido em relação ao plano que contém os dois discos
b	Pista se deforma plasticamente do centro para as bordas, encrua, tem comportamento frágil, atinge o limite de resistência à fadiga do material (Modo I da Mecânica da Fratura) e, na borda, formam-se <i>debris</i> lamelares na interface pista / borda esquerda.	Falha de mesma natureza que da foto anterior, mas na direção do movimento do disco
c	Dano cíclico na subsuperfície da borda da pista e, sobre ele, há deformação plástica da superfície da pista, encruamento, trinca, interação com contornos de grãos (CGI e CCG) e <i>debris</i> .	Idem à foto (a) acima, na fase final de desprendimento de <i>debris</i> após atuação cíclica da tensão de cisalhamento na subsuperfície da pista de rolamento, provocando <i>microspalling</i> de 10 µm
d	Subsuperfície íntegra e fusão superficial de material de <i>debris</i> denota solitação termomecânica na interface pista/borda	Microtrinca transversal de 35 µm na borda da pista movida, similar àquela do disco motor da foto 1(h)
e	Abrasivo (SiC) encravado no disco movido, provável resquíio da retificação, promove microtrinca e sulco na borda da pista	Microtrinca de 40 µm na região de P _{máx} de Hertz (esq) geradora de <i>spalling</i> e delaminação em curso (à direita)
f	<i>Microspallings</i> (SDS) na pista de rolamento devidos à tensão de cisalhamento máximo na subsuperfície, superando o valor local da resistência do material	Dano promovido por inclusão de partícula dura saliente apresentando, adicionalmente, malha de trincas térmicas na superfície da pista, com <i>mesh</i> entre 5 e 10 µm (disco movido)
g	Deformação plástica da superfície da pista, encruamento, trinca, interação com contornos de grãos (CGI e CCG) e <i>debris</i> na pista de contato entre as superfícies	Malha de trincas térmicas na superfície retificada (borda esquerda da pista) com <i>mesh</i> entre 5 e 20 µm (disco motor)
h	Microtrinca transversal de 15 µm na borda da pista, possível de ser promovida por intensificadores de tensão e pela amplitude de deflexão do disco em torno do plano vertical, combinada com abrasão a três corpos, ao longo da vida e	<i>Spalling</i> de 0,18 mm na pista de rolamento do disco motor, , apresentando trincas em processo em várias direções e danos na superfície e nas camadas subsuperficiais
i	Sucessão de <i>pittings</i> de 2,0 µm de diâmetro na direção circunferencial da pista do disco motor, e, à direita, trincas de fadiga térmica no fundo de um <i>pitting</i> - gênese de <i>microspalling</i>	Aspecto dos <i>debris</i> formados até 1,13 milhões de ciclos de rolamento, a 5000 rpm, 131°C, 2,23 GPa, constatando-se partículas em bastonetes e “ <i>platelets</i> ”
j	Transição de comportamento dútil / frágil regulada pela combinação e variação do carregamento termomecânico na zona de Hertz (CFP)	Trincas em torno de uma inclusão retangular de 10x20 µm recém expulsa da matriz (à direita)
k	Indentação por partícula dura do contracorpo ou vice-versa	Trincas transversal de 10 µm e longitudinais em pista “suja”
l	<i>Spalling</i> com propagação do dano (CFP) até a superfície da pista, de acordo com os Modos I, II e III da Mecânica da fratura, na região de máxima solitação mecânica	Aspecto dos <i>debris</i> formados entre 1,13 e 1,53 milhões de ciclos de rolamento, a 5000 rpm, 131°C, 2,23 GPa, constatando-se partículas em “ <i>platelets</i> ” - houve poligonização do disco

5. DISCUSSÃO DOS MECANISMOS INTERAGENTES

Investigaram-se diversas fontes tradicionais na literatura e buscou-se a confirmação experimental, ou não, de danos e/ou mecanismos relacionados à fadiga de contato.

Bower [1988] afirma que desde que Way [1935] mostrou ser possível produzir trincas de fadiga de contato em laboratório rolando dois discos, um contra o outro, sob carga, os experimentos têm demonstrado que as trincas:

- i) apenas se propagam se um fluido lubrificante for aplicado às superfícies em contato;*
- ii) sempre se propagam na direção do movimento da carga sobre a superfície e, uma vez alterada essa direção, o crescimento das trincas também mudará a sua direção;*
- iii) se houver algum deslizamento relativo entre as duas superfícies em contato, apenas se propagam na superfície movida”.*

As superfícies ensaiadas neste trabalho, sem lubrificação, desautorizam as três assertivas:

- i) houve propagação de trincas sem a presença de lubrificante (figuras 1 e 2);
- ii) o movimento é grandeza vetorial, como também o crescimento das trincas e, assim, dependem de “*driving forces*” locais, como mostram os casos em que as trincas são acionadas por tensões térmicas cíclicas atuando em regiões mecanicamente (micro) confinadas (figuras 1 [i] e 2[f, g]), por mecanismo de abrasão a dois ou três corpos (figuras 1[e, h] e 2[d, e, j, k]), ou, ainda, por associação de mecanismos concentradores de tensão (partículas de segunda fase, como carbonetos e nitretos, inclusões de óxidos, vazios, asperezas), tamanho de grão, fases presentes na matriz (martensita e austenita retida, em aços eutetóides temperados), amplitudes flexionais e torcionais relativas entre as superfícies pontuais, pressão de Hertz local elevada e resistência à fadiga local (figuras 1[a, c, j, l] e 2[a, b, c, h, k]);
- iii) são registros de trincas em discos movidos as figuras 1(a, c, g, h, i) e 2(a, b, c, g, h).

Cheng *et al* [1994] afirmam que as duas etapas seqüenciais constituintes do mecanismo de desenvolvimento de *trincas por fadiga de contato* são o seu início, CFS, e a sua propagação, CFP, caracterizadas, respectivamente, por:

CFS) Uma elevada concentração de tensões cisalhantes associada a microdeformações plásticas em torno de micro-heterogeneidades ou defeitos do material induzem a um acúmulo local de discordâncias nos corpos em contato, provocando o início de microtrincas, que pode surgir na superfície ou na subsuperfície, a uma profundidade rasa ou profunda;

CFP) Um carregamento cíclico solicitante e inferior à tensão de ruptura do material provoca a propagação das microtrincas, cuja taxa de evolução depende do tipo de comportamento de cada material em contato, do campo de tensões aplicadas e das peculiaridades do corte efetuado pelas microtrincas.

Os mecanismos de abrasão a dois e três corpos (figuras 1[e, h] e 2[d]), destacamento e remoção de *debris* da zona de contato interagem em ambas as etapas, CFS e CFP descritas, ampliando os mecanismos relatados por Cheng.

McClintock [1966: 534-5] afirma que os parâmetros associados à concentração de tensões e sua história controlam a zona plástica no entorno de uma microtrinca. À medida em que se detalha a região de uma microtrinca, encontram-se heterogeneidades aos níveis de contorno de grão e subgrãos, discordâncias e átomos. Pode acontecer que a zona plástica no seu entorno seja grande demais, nada afetando na estrutura do material, ou pequena demais, de modo a afetar intensamente essa estrutura.

Segundo SURESH [1996: 296-7], efeitos transientes do crescimento de microtrincas, podem ser associados aos seguintes mecanismos:

CGI) *Interações contorno de grão - ponta da microtrinca*, a qual parará de crescer enquanto houver uma zona plástica mensurável na vizinhança do grão (figura 1[c]) ou voltará a crescer (figuras 1(l) e 2[a, b, c]) quando bandas de escorregamento emanadas de sua ponta possuírem energia suficiente para se entranharem no contorno do grão;

CCG) *Intensificação do fechamento da trinca* com um aumento de seu comprimento (figuras 1(h), 2[d, k]) e com a sua deflexão.

Tallian [1992], *apud* Dumont [1997: 29], distingue a presença de dois grupos de danos identificados nos contatos e que evidenciam a fadiga de contato:

SPA) *spalling* (ing.), *écaillage* (fr.), *abnutzung* (ger.), onde as deformações plásticas indutoras do surgimento e propagação de trincas decorrentes do campo de tensões hertzianas promovem a formação de crateras macroscópicas;

SDS) *surface distress* (também reportada como *peeling, micro-spalling, delamination wear, micro-pitting, fatigue wear*), *micro-écaillage* (fr.), *mikroabnutzung* (ger.), onde crateras e microtrincas têm ordem de grandeza similar à do perfil de rugosidade superficial, além do contato apresentar superfícies lustrosas.

No que concerne ao material, há consenso entre os estudiosos de fadiga de contato que as trincas que originam o processo podem ser precedidas por, ou seguidas de, transformações microestruturais nos materiais em contato, caracterizadas nos aços por:

DER) uma região de coloração escura (*dark etching region, der*) identificada na superfície ou na subsuperfície de contatos fortemente solicitados após uma certa vida;

WER) uma região de coloração branca (*white etching region, wer*) identificada na superfície ou na subsuperfície, onde se observa escoamento plástico no material;

WCB) em aços que se caracterizem por uma forte presença de inclusões, uma região de borboletas de coloração branca na vizinhança da região de coloração branca e identificada por Denning e Rice [1963] *apud* Littman e Widner [1966] e por Sanchette [1993] *apud* Dumont [1997] na região subsuperficial do material.

Segundo Voskamp [1985], regiões de coloração escura (DER) e branca (WER) surgem na microestrutura do material após carregamento sob altas tensões, durante um número suficientemente alto de ciclos de tensão. Esse autor credita o surgimento das regiões (DER), de coloração escura, às micromigrações de átomos de carbono provocadas por movimentos de discordâncias, sugerindo uma dependência inerente entre o estado de tensão de cisalhamento e as alterações microestruturais. Em dentes de engrenagens, segundo Clarke [1985], após ataque com Nital, na região (DER) visualiza-se uma primeira decomposição da estrutura martensítica do aço.

Tallian [1992] em seu *Failure Atlas for Hertz Contact Machine Elements*, reeditado pela ASME [<http://www.asme.org>], caracteriza as regiões de fase branca (WER) e as borboletas de fase branca (WCB).

Estudando aços-liga, Nélias *et al.* [1998] citam que o principal mecanismo de fadiga de contato por rolamento iniciada na subsuperfície - *zona hertziana* - advém do surgimento (CFS) e propagação (CFP) das microtrincas em torno de inclusões, sejam de óxidos - as mais severas - sejam de carbonetos ou nitretos, sob o efeito de incompatibilidades entre a sua deformação e a da matriz martensítica. Ao longo dos ciclos, em função da magnitude, direção e sentido da pressão de contato, atingido um *limite crítico* de densidade de discordâncias, podem surgir microtrincas sob a forma de uma borboleta (WCB) de fase branca (WER).

Interagem no surgimento (CFS) e propagação (CFP) de trincas na fadiga de contato:

a) Número de ciclos, relação entre deslizamento e rolamento dos corpos em contato, módulo, direção e sentido da força de atrito entre eles;

b) Geometria do contato, carregamento termomecânico, processo de fabricação, definidor da rugosidade superficial, desvios de forma e posição de cada sólido em contato, materiais, massa, rigidez e comportamento dinâmico do sistema, definidores do movimento relativo entre os corpos rolantes.

6. CONCLUSÃO

Sob pressão de contato hertziana, dois corpos sólidos, ao rolarem com ou sem deslizamento, submeter-se-ão ao *início e propagação* de falhas, após N ciclos.

As falhas superficiais ou subsuperficiais por fadiga de contato dependem da pressão de contato de Hertz, velocidade, geometria do contato, intensificadores de tensão, limites pontuais de resistência, escoamento e fluência, dureza e processo de fabricação dos materiais e componentes (módulo de elasticidade dos materiais em contato, tratamento térmico, presença, morfologia e densidade de carbonetos e nitretos e inclusões constituídas por óxidos, rugosidade superficial e ondulações nas superfícies de contato).

Este estudo possibilitou:

- 1) Discutir alguns mecanismos de fadiga de contato em corpos sob rolamento e rolamento com pequenos deslizamentos;
- 2) Verificar evidências experimentais que apoiam a discussão de Suresh [1996] sobre microtrincas, ampliar o escopo dos mecanismos apresentados por Cheng *et al.* [1994] e contradizer algumas assertivas de Bower [1988];
- 3) Mostrar que superfícies de aço AISI 52100, rolando por atrito, submetidas a uma pressão de contato inicial de 2,23 a 2,81 GPa e a velocidades constante ou variáveis de até 141 Km/h, após vidas limites compreendidas entre 721 e 5890 Km, apresentaram defeitos nas bordas e margens esquerda e direita da região hertziana, com deformações similares àquelas diretamente submetidas às solicitações termomecânicas da região hertziana do contato;
- 4) Apresentarem-se fotos de danos superficiais (*surface distress*) e subsuperficiais (*spalling*) presentes nos materiais em contato, evidenciando-se que a região das bordas esquerda e direita do contato hertziano são solicitadas termomecanicamente, com deformações similares àquelas diretamente submetidas na região hertziana do contato.
- 5) Mostrar alguns *debris*, partículas desgastadas expelidas da região do contato, parte delas oriundas de um processo de poligonização de um dos discos movidos.

7. AGRADECIMENTOS

Os autores são agradecidos à CAPES, pela concessão de bolsa a um dos autores, ao professor Dr. André Tchepchin e à física Maria de Fátima Ferreira Neto, do Departamento de Metalurgia-EPUSP, por permitirem a utilização de seu Laboratório de Microscopia Eletrônica de Varredura e Microanálise, ao técnico em metalurgia Leandro José de Paula e à equipe da divisão de Metalurgia do IPT, pelo auxílio na preparação dos corpos-de-prova após os ensaios.

8. BIBLIOGRAFIA

- BEYNON, J.H.; GARNHAM, J.E.; SAWLEY, K.J. [1996] Rolling Contact Fatigue of Three Perlitic Rail Steel. *Wear*, v.192: 94-111.
- BOWER, A. F. [1988] The influence of Crack Face Friction and Trapped Fluid on Surface Initiated Rolling Contact Fatigue Cracks. *Journal of Tribology*, v. 110: 704-711.
- CHENG, W.; CHENG, H.S.; MURA, T.; KEER, L.M. [1994] Micromechanics Modeling of Crack Initiation Under Contact Fatigue. *Journal of Tribology*, v. 116: 2-8.
- DANG VAN, K.; MAITOURNAM, H.M.[1998] Modelisation des endommagements de contact. 17^e Journées de Printemps: Fatigue de Contact. Commission de Fatigue des Matériaux, *SFMM - Société Française du Métallurgie et Materials*.1(1) -1(9).
- DEMKIN, N.B. [1981] The contact of Solids. In: KRAGELSKY, I.V.; ALISIN, V.V. *Friction, Wear, Lubrication - Tribology Handbook*. Moscow, Edit Mir. V. 1. 384 p.

- DUMONT, M.L. [1997] *Etude des endommagements de surface induits par la fatigue de roulement dans les contacts élastohydrodynamiques pour des aciers M50 et 100Cr6*. PhD Thesis. Laboratoire de Mécanique des Contacts, INSA de Lyon, France. 197 p.
- GOLDSMITH, W [1960] *Impact: the theory and physical behaviour of colliding solids*. London, Edward Arnold Publishers Ltd. 379 p.
- GRAS, R.; INGLEBERT, G. [1998] Fatigue de Contact: Endommagements et Simulation. 17^e Journées de Printemps: Fatigue de Contact. Commission de Fatigue des Matériaux, *SFMM - Société Française du Métallurgie et Materials*. p. 8(1) -8(12).
- JIANG, Y.; SEHITOGLU, H. [1996] Rolling contact stress analysis with the application of a new plasticity model. *Wear*, v.191: 35-44.
- JOHNSON, K.L. [1989] *Contact Mechanics*. Cambridge, C. Univ. Press. 452 p.
- LITTMANN, W.E.; WIDNER, R.L. [1966] Propagation of Contact Fatigue from Surface and Subsurface Origins. *ASME Journal of Basic Engineering*, v. 88: 624 - 636.
- McCLINTOCK, F.A. [1966] The mechanics of elastic-plastic fracture. In: _____; ARGON, A. A. [1966] *Mechanical Behavior of Materials*. Reading-MA, Addison-Wesley Publishing. P. 534 - 540.
- NÉLIAS, D.; DUMONT, M.L.; COUHIER, F.; DUDRAGNE, G.; FLAMAND, L. [1998] Experimental and Theoretical Investigation on Rolling Contact Fatigue of 52100 and M50 Steels Under EHL or Micro-EHL Conditions. *J. of Tribology*, v. 120: 184-190.
- PRONIKOV, A.S. [1981] Calculation of tribological Joints for Wear. In: KRAGELSKY, I.V.; ALISIN, V.V. [1981] *Friction, Wear, Lubrication- Tribology Handbook*. Moscow, Editorial Mir. Volume 1. 384 p.
- SURESH, S. [1996] *Fatigue of materials*. Massachusetts, Cambr. Univ. Press. 617 p.
- TALLIAN, T.E. [1992] Simplified Contact Fatigue Life Prediction Model - Part I: Review of Published Models. *Journal of Tribology*, v. 114: 207-213.
- VOSKAMP, A.P [1985] Material Response to Rolling Contact Loading. ____v.107:359-66
- WEIBULL, W. [1951] A Statistical Distribution Function of Wide Applicability. *Journal of Applied Mechanics*, v. 18: 293 - 297.
- WEIBULL, W. [1962] Efficient Methods for Estimating Fatigue Life Distributions of Roller Bearings. In: BIDWELL, J. B. [1962] (ed.) *Rolling Contact Phenomena*. Amsterdam, Elsevier Publishing Co.. p. 252 - 265.

REDES NEURAIS ARTIFICIAIS APLICADAS À ANÁLISE DA VARIABILIDADE DE PROCESSOS PRODUTIVOS

Ademyr Gonçalves de Oliveira

Sergio Butkewitsch

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Laboratório de Projetos Mecânicos, Campus Santa Mônica, Bloco M, 38400-089, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: ademyr@mecanica.ufu.br, sbut@mecanica.ufu.br

Resumo

Este trabalho parte do pressuposto de que processos produtivos são regidos por relações funcionais altamente não-lineares e geralmente indeterminadas entre seus componentes, podendo portanto ser analisados através de técnicas de inteligência artificial, mais especificamente as redes neurais. Inicialmente, para derivar alguns conceitos importantes, os mecanismos de inferência estatística usuais são apresentados. Em seguida, é feito um resumo sobre as características operacionais das redes neurais artificiais, com ênfase nas de maior interesse para a aplicação aqui proposta. Finalmente, é desenvolvido um exemplo ilustrativo baseado na identificação das fontes de variação de um processo produtivo simulado em computador. Nesta aplicação, são usadas, para fins de comparação, tanto as técnicas estatísticas baseadas na análise de regressão quanto as redes neurais artificiais, fornecendo algumas conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

Palavras-chave: Redes Neurais Artificiais, Inferência Estatística.

1. INTRODUÇÃO

O estudo científico e sistemático dos processos produtivos (Wheeler, 1993) revela que eles estão, inexoravelmente, sujeitos a causas de variação, que afetam seus elementos constituintes e, conseqüentemente, as características de qualidade dos produtos resultantes. Tais causas de variação podem ser classificadas como na Figura 1 abaixo.

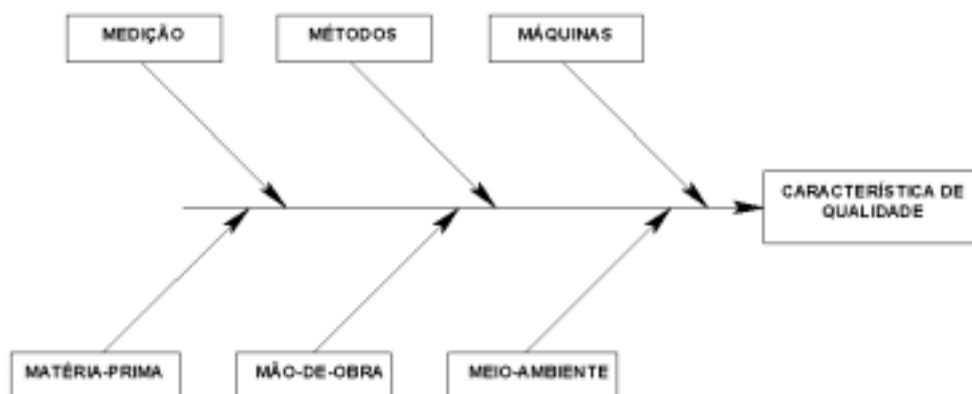


Figura 1. Diagrama de Causa-e-Efeito de Ishikawa

Traduzindo o Diagrama de Causa-e-Efeito de Ishikawa em termos matemáticos, é possível escrever que *CARACTERÍSTICA-DE-QUALIDADE* = $f(\text{MÁQUINAS, MÉTODO, MEDIÇÃO, MATÉRIA-PRIMA, MÃO-DE-OBRA, MEIO-AMBIENTE})$.

A consequência prática da vigência desta relação funcional é que uma vez que as variáveis independentes (argumentos da função f) variam, a variável dependente, ou seja, qualquer característica de qualidade mensurável do processo produtivo é desviada de sua especificação original, que por sua vez reflete um requisito ao funcionamento adequado do processo produtivo. A melhor maneira de representar este desvio em relação aos requisitos funcionais do processo é através da Função Perda de Taguchi (Oliveira, 1997):



Figura 2. Representação gráfica da função Perda de Taguchi para diferentes especificações

Seja qual for a forma da especificação, o processo é acometido de uma "perda" que cresce quadraticamente à medida em que aumenta a variação.

Assim sendo, torna-se imprescindível que os processos produtivos sejam configurados de forma a resultarem em menor perda, ou seja, que suas características de qualidade mensuráveis apresentem:

- Máxima conformidade em relação a valores de referência especificados;
- Mínima dispersão em torno dos valores de referência estabelecidos;
- Máxima robustez em relação às variações não-controláveis.

O cumprimento destes requisitos (sobretudo os dois primeiros, uma vez que o terceiro envolve procedimentos além do escopo deste trabalho) é tanto mais facilitado quanto maior é o conhecimento disponível acerca da forma da função f , que relaciona a variação nos elementos do processo à variação em suas características de qualidade mensuráveis. Em outras palavras, o interesse reside em responder a perguntas do tipo: "Variando-se o fator M_i do processo produtivo, qual o efeito esperado nos resultados?".

Este tipo de conhecimento, entretanto, é de difícil obtenção, uma vez que as relações de causa e efeito num processo produtivo razoavelmente complexo tendem a ser altamente não-lineares, o que coloca uma série de impedimentos à elaboração de modelos que relacionem as "entradas" (*MÁQUINAS, MÉTODO, MEDIÇÃO, MATÉRIA-PRIMA, MÃO-DE-OBRA, MEIO-AMBIENTE*) às saídas (*CARACTERÍSTICA-DE-QUALIDADE*).

Este trabalho apresenta uma proposta de ferramenta analítica para a elaboração de modelos de variabilidade em processos produtivos. Para tanto, são usados instrumental estatístico de inferência (análise de regressão) e a técnica das Redes Neurais Artificiais, algoritmos matemático-computacionais que, entre outras propriedades, apresentam alta capacidade de reconhecimento de padrões.

2. TEORIAS DE BASE

2.1 Análise de Regressão e Planejamento Experimental

A análise de regressão é uma técnica estatística pela qual um conjunto de dados é usado para estabelecer uma relação funcional entre variáveis dependentes e independentes. Inicialmente, um conjunto de valores de resposta (em termos gerais, "saídas", e no presente contexto, Características de Qualidade) é obtido para uma série de valores de "entrada" correspondentes. Em seguida, a base de dados assim constituída é usada para interpolar uma expressão analítica qualquer (polinomial, exponencial, etc...), ou seja, uma equação, que represente a resposta em função das "entradas".

Para o caso de uma regressão não-linear múltipla (a variável dependente está sujeita a mais de uma variável independente), tal equação é representada por:

$$\{Y\} = [E] \cdot \{B\} + \{\delta\} \quad (1)$$

onde $\{Y\}$ é o vetor das respostas, $[E]$ a matriz das variáveis independentes e $\{B\}$ o vetor dos coeficientes das variáveis independentes, mais um termo livre.

Na verdade, a equação obtida através deste procedimento fornece os estimadores das respostas em função dos dados de entrada. Entre estes estimadores previstos pelo modelo e os valores efetivos das respostas existem diferenças, daí a inclusão de um vetor dos resíduos $\{\delta\}$ na formulação. Para que este processo de estimação seja o mais preciso possível (resíduos mínimos, idêntica, independente e normalmente distribuídos), é necessário definir os coeficientes mais acertados para cada termo da equação interpolada. Via de regra, isto é feito através do Método dos Mínimos Quadrados:

$$\{B\} = \left([E]' \cdot [E] \right)^{-1} \cdot [E]' \{Y\} \quad (2)$$

A equação (2) acima é o modelo para o ajuste generalizado (múltiplo e não-linear) por Mínimos Quadrados. A matriz de variâncias e covariâncias normalizada, dada pelo termo $([E]' \cdot [E])^{-1}$, é uma importante métrica do erro cometido no processo de estimação dos parâmetros do modelo e ressalta a importância dos valores de entrada $[E]$. Todo o processo de estimação é baseado nesta matriz e ela deve, portanto, ser representativa da relação funcional vigente entre as variáveis dependentes e independentes, ao longo de todas as faixas de valores destas variáveis.

Esta representatividade pode ser obtida programando a obtenção dos valores de entrada mediante técnicas de Planejamento Experimental. Experimentos Estatisticamente Planejados são combinações especiais dos fatores cujos efeitos nas respostas se desejam estimar através da análise de regressão.

Diversos pesquisadores vêm propondo uma série de configurações para os arranjos experimentais (Montgomery, 1996). Caso sejam adotadas na coleta de dados para uma análise de regressão, $[E]$ passa a se chamar Matriz Experimental, com a vantagem já apontada no parágrafo anterior. As principais categorias de arranjos experimentais são:

- Experimentos Fatoriais Plenos;
- Experimentos Fatoriais Fracionários;
- Experimentos Centrais Compostos;
- Experimentos Ortogonais;
- Experimentos D-Ótimos e A-Ótimos.

2.2 Redes Neurais Artificiais

Redes neurais são modelos computacionais que podem ser tratados como um dispositivo "caixa preta" que aceita uma entrada e produz uma saída. São potencialmente eficazes nas tarefas de remoção de ruído, classificação, reconhecimento e complementação de padrões.

Uma rede neural compõe-se de um conjunto de unidades de processamento ou neurônios, uma regra de propagação que determina como as informações percorrem os neurônios e uma função de ativação que produzirá um valor de saída(a) do neurônio a partir de um conjunto de valores de entrada(X) e um valor de *offset*(θ).

O neurônio é o elemento responsável pelo processamento numérico da rede, atua de forma isolada dos demais, realiza apenas operações matemáticas predefinidas, só tem acesso às informações locais e produz somente um valor de saída.

As sinapses ou ligações entre neurônios são caminhos lógicos por onde os sinais fluem de um neurônio para outro. Cada sinapse, em particular, tem um peso característico que amplifica ou atenua o sinal transportado como mostra a Figura 3.

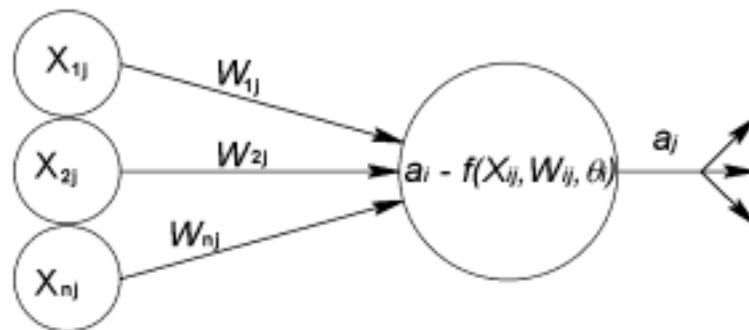


Figura 3. Esquema de processamento de um neurônio

As funções de ativação são expressões matemáticas que convertem um domínio em outro. A maioria das redes neurais empregam funções de ativação simples (Oliveira, 1999): função de ativação linear, degrau, rampa, sigmoidal, gaussiana, etc..

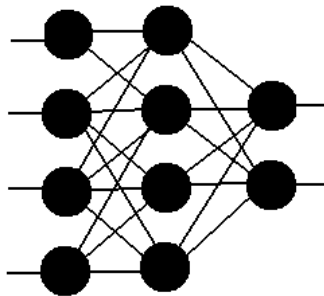


Figura 4. Esquema de sinapses entre neurônios de uma Rede Neural

A topologia das redes neurais refere-se à maneira pela qual a rede neural está organizada: o número de camadas, o tipo de ligação entre os neurônios e como os dados fluem através dela. Na rede neural unidirecional (*feed-forward networks*) os dados entram na rede pela camada de entrada, percorrem as camadas invisíveis, onde são processados e saem pela camada de saída da rede.

Nenhum neurônio recebe sinal de outro da mesma camada, e tampouco de uma camada subsequente. Na rede neural recorrente (*feedback networks*) os neurônios são retroalimentados.

2.3 O Algoritmo *Back-propagation*

Rumelhart et al. (1986) propôs um algoritmo que permite ajustar os pesos das sinapses a partir da camada de entrada para as camadas invisíveis. O erro de cada camada invisível é obtido retrocedendo os erros a partir da camada de saída. Por essa razão este algoritmo é denominado *back-propagation learning rule*. Esse algoritmo pode ser considerado uma generalização da regra delta para funções de ativação não-lineares e rede neural multicamadas (Oliveira, 1999).

O treinamento das redes neurais é obtido ajustando os pesos das ligações entre os neurônios através de um método de otimização. A variação dos pesos é proporcional ao erro residual calculado para cada camada da rede. A constante de proporcionalidade é a taxa de aprendizagem. Uma evolução desse método considera parte da informação do gradiente da iteração anterior, o que permite o otimizador se libertar de mínimos locais pouco significantes. Esta parcela é dita termo de inércia.

Apesar de que o algoritmo de aprendizagem de *Back-propagation* estar baseado numa metodologia sólida, método do gradiente descendente, existem alguns aspectos que não garantem a sua aplicabilidade universal.

O elevado custo computacional de treinamento pode ser provocado por valores inadequados da taxa de aprendizagem e do fator de inércia. A maioria dos métodos avançados de treinamento, baseado no método de *Back-propagation*, têm algum dispositivo de ajuste automático da taxa de aprendizagem. Além disso o número adequado de neurônios é decisivo com relação ao seu treinamento. Muitos neurônios implica em elevado custo computacional de treinamento e rede neural de baixa eficiência. Poucos neurônios implica em instabilidade numérica do processo de treinamento.

A quantidade e a representatividade dos dados apresentados à rede durante o seu treinamento é fator essencial para a obtenção de uma rede neural de qualidade.

3. ESTUDO DE CASO

3.1 Sistema Proposto

Para testar as ferramentas de modelagem de variabilidade apresentadas nas seções precedentes, foi idealizado um processo produtivo com uma resposta dependente de três variáveis de entrada, conforme esquematizado na Figura 5 abaixo:

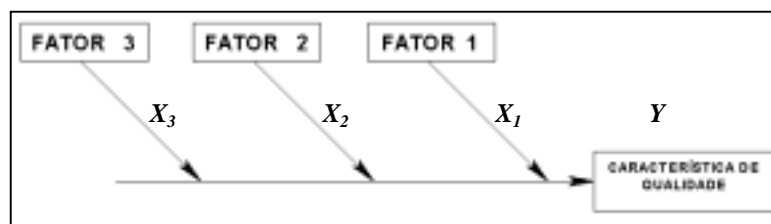


Figura 5. Representação esquemática de um processo de produção para exemplo ilustrativo

Com o intuito de simplificar a verificação da eficácia dos métodos de modelagem, foram supostas três possíveis relações funcionais conhecidas e completamente determinadas entre as entradas e a saída do sistema esquematizado acima:

- Função 1: Relação linear em todas as variáveis independentes mais um termo livre:

$$Y = a_0 + a_1 \cdot X_1 + a_2 \cdot X_2 + a_3 \cdot X_3 \quad (3)$$

- Função 2: Relação quadrática em todas as variáveis independentes mais um termo livre:

$$Y = b_0 + b_1 \cdot X_1^2 + b_2 \cdot X_2^2 + b_3 \cdot X_3^2 \quad (4)$$

- Função 3: Relação com termos lineares, quadráticos e interações de segunda ordem em todas as variáveis independentes, mais um termo livre:

$$Y = c_0 + c_1 \cdot X_1^2 + c_2 \cdot X_2^2 + c_3 \cdot X_3^2 + c_4 \cdot X_1 + c_5 \cdot X_2 + c_6 \cdot X_3 + c_7 \cdot X_1 \cdot X_2 + c_8 \cdot X_1 \cdot X_3 + c_9 \cdot X_2 \cdot X_3 \quad (5)$$

Os valores dos coeficientes das equações acima foram gerados aleatoriamente e retidos para o cálculo dos resultados das funções (vide Tabela 1 abaixo).

Tabela 1. Valores de referência dos coeficientes das funções

Função 1	a0	a1	a2	a3						
	0.95	0.23	0.61	0.49						
Função 2	b0	b1	b2	b3						
	0.89	0.76	0.46	0.02						
Função 3	c0	c1	c2	c3	c4	c5	c6	c7	c8	c9
	0.82	0.44	0.62	0.79	0.92	0.74	0.18	0.41	0.94	0.92

3.2 Dados de Entrada

Os dados de entrada foram dispostos em um experimento do tipo Fatorial Pleno a 3 níveis, para possibilitar regressões não-lineares do segundo grau (três pontos definem uma parábola). As 27 combinações requeridas por este arranjo estão na Tabela 2 abaixo:

Tabela 2. Arranjo experimental empregado no exemplo ilustrativo

COMBINAÇÕES	1	2	3	4	5	6	7	8	9
FATOR 1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
FATOR 2	-1	-1	-1	0	0	0	1	1	1
FATOR 3	-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1
RESPOSTA	Y ₁	Y ₂	Y ₃	Y ₄	Y ₅	Y ₆	Y ₇	Y ₈	Y ₉
COMBINAÇÕES	10	11	12	13	14	15	16	17	18
FATOR 1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
FATOR 2	-1	-1	-1	0	0	0	1	1	1
FATOR 3	-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1
RESPOSTA	Y ₁₀	Y ₁₁	Y ₁₂	Y ₁₃	Y ₁₄	Y ₁₅	Y ₁₆	Y ₁₇	Y ₁₈
COMBINAÇÕES	19	20	21	22	23	24	25	26	27
FATOR 1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
FATOR 2	-1	-1	-1	0	0	0	1	1	1
FATOR 3	-1	0	1	-1	0	1	-1	0	1
RESPOSTA	Y ₁₉	Y ₂₀	Y ₂₁	Y ₂₂	Y ₂₃	Y ₂₄	Y ₂₅	Y ₂₆	Y ₂₇

onde os códigos -1, 0 e 1 correspondem respectivamente aos valores mínimos, intermediários e máximos das variáveis independentes.

Num primeiro momento, os dados de entrada são utilizados tal qual na Tabela 2. Posteriormente, ruídos randômicos crescentes (1%, 5%, 10%, 50% e 100% da média dos valores de cada fator) são adicionados para avaliar a robustez dos métodos propostos.

Todas as modalidades de dados assim geradas são submetidas a uma família de redes neurais com e neurônios na camada de entrada, o neurônios na camada oculta e sempre três neurônios na camada de saída, cada qual destinado, simultaneamente, a representar uma das funções consideradas neste estudo de caso. Na seção de resultados, cada uma das topologias de rede empregadas estão representadas pelo código $e X o X 3$.

4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS

A métrica adotada para avaliar os resultados da análise de regressão é o percentual da variância explicada pelo modelo, expresso pelo coeficiente de regressão múltipla R^2 :

Tabela 3. Resultados da Variância Explicada (R^2) para a análise de regressão:

Nível de Ruído Aleatório	Função 1	Função 2	Função 3
0% (Variação Determinística)	100.000%	100.000%	100.000%
1% (Variação Aleatória)	99.999%	99.586%	99.999%
5% (Variação Aleatória)	99.968%	99.571%	99.976%
10% (Variação Aleatória)	99.818%	99.613%	99.827%
50% (Variação Aleatória)	97.218%	97.081%	97.787%
100% (Variação Aleatória)	93.012%	92.972%	95.874%

A primeira linha da Tabela 3 apresenta o resultado (óbvio) do caso ideal em que os dados envolvidos são determinísticos. Neste caso, toda a variância é explicada pelo modelo de regressão.

A partir da segunda linha, por outro lado, são listados os casos em que interfere um ruído aditivo aleatório na entrada, cujo efeito é medido na resposta. Percebe-se que a qualidade do modelo de regressão cai com o aumento do ruído, porém de maneira extremamente lenta, numa demonstração de robustez. Entre os modelos, as diferenças de robustez não foram significativas. Estas observações, embora não levem a conclusões inéditas, são extremamente importantes na aplicação do método estatístico aqui exposto.

Os resultados advindos da aplicação da técnica das redes neurais, por sua vez, são avaliados para todos os níveis de ruído introduzidos (de 1% a 100%), computando-se as médias gerais (todas as combinações de variáveis de entrada para todas as três funções consideradas para o estudo de caso) dos erros relativos entre as estimativas das redes neurais e os valores efetivos das respostas:

Tabela 4. Percentuais médios de erro para avaliação do desempenho das redes neurais

Topologia	Ruído= 1%	Ruído= 5%	Ruído= 10%	Ruído= 50%	Ruído= 100%
1 X 4 X 3	-2.7381014e-3	-1.2638002e-2	-3.3938797e-2	-1.4777761e-1	-3.3947241e-1
2 X 4 X 3	-3.1149805e-3	-1.4890376e-2	-4.0613776e-2	-1.5339190e-1	-3.5260005e-1
2 X 6 X 3	-2.9280539e-3	-1.3911295e-2	-3.6051400e-2	-1.5654788e-1	-3.6464360e-1
2 X 8 X 3	-2.2935612e-3	-8.5232753e-3	-2.7642746e-2	-1.4263394e-1	-2.4921967e-1
3 X 3 X 3	-2.4247190e-3	-1.5212011e-2	-3.6319027e-2	-1.5664673e-1	-3.0946620e-1

Os resultados acima espelham, antes de mais nada, o altíssimo grau de robustez das redes neurais para estimação dos resultados advindos da variabilidade dos parâmetros de entrada do

processo. Isto se verifica mesmo quando são consideradas perturbações aleatórias da mesma ordem de grandeza dos fatores principais (ruído de 100%). Evidentemente, a magnitude dos erros aumenta com o ruído.

Além disso, observa-se que não existe nenhuma relação direta significativa entre o tamanho da rede, definido pela quantidade de sinapses resultantes de sua topologia, e a precisão no processo de estimação das respostas. Este resultado é coerente com premissas teóricas que estabelecem que o aumento do número de neurônios da rede não leva necessariamente a incrementos na qualidade dos resultados.

5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Através das considerações e resultados expostos neste trabalho é razoável concluir que os tradicionais métodos estatísticos são uma ferramenta robusta e confiável para a análise da variabilidade de processos. Sua operação unida às modernas técnicas matemático-computacionais da inteligência artificial, como as redes neurais, forma um conjunto completo de ferramentas, que fornecem informações em formatos diferentes, mas complementares em conteúdo e utilidade prática.

Enquanto a análise de regressão apresenta como vantagem a disponibilidade de uma expressão analítica (equação) com toda a perspectiva sobre o funcionamento do processo analisado, as redes neurais constituem um preditor de resultados extremamente robusto, com grau de imunidade superior aos métodos estatísticos tradicionais, mesmo sob a intervenção de níveis de ruído altamente significativos. Para a rede empregada na solução do estudo de caso aqui apresentado, cabe salientar que, uma vez superada a fase de treinamento (responsável por grande parte do esforço computacional associado à implementação), a característica de robustez é mantida, mesmo numa topologia idealizada para abstrair, simultaneamente, os resultados de três funções distintas, cada qual associada a um dos neurônios da camada de saída.

Como sugestões para trabalhos futuros, os autores gostariam de apontar:

- Emprego de outros arranjos experimentais, para avaliar a influência da matriz experimental $[E]$, sobretudo no desempenho das redes neurais artificiais;
- Aplicação da metodologia proposta, com diversos arranjos experimentais diferentes, em dados provenientes de um processo produtivo real, sob influência de erro experimental.

6. REFERÊNCIAS

- Montgomery D.C., 1996, "Design and Analysis of Experiments", John Willey & Sons, 4th Edition, New York, NY, USA
- Oliveira, A. G., 1999, "Técnicas de Caracterização de Excitações em Máquinas Rotativas", Tese de doutorado, UFU, Uberlândia.
- Oliveira, C. A., 1997, "Engenharia da Qualidade - Método Taguchi", publicação interna Belgo Mineira, João Monlevade, 239p.
- Rumelhart, D. E.; Hinton, G. E. e Williams, R. J., 1986, "Learning representations by back-propagations errors", Nature 323. pp. 533 - 536.
- Wheeler, D. J., 1993, "Understanding Variation: The key to manage chaos", SPC Press Inc., Knoxville, TN, USA.

RUGOSIDADE E ESPALHAMENTO LUMINOSO EM SUPERFÍCIES DE ALUMÍNIO TORNEADAS COM FERRAMENTA DE DIAMANTE

Arthur José Vieira Porto

Luciana Montanari

Enrico Di Raimo

Jaime Gilberto Duduch

Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Trabalhador São-carlense, 400; CEP - 13566-590, Centro, São Carlos, SP, Brasil. E-mail: ajvporto@sc.usp.br

Resumo

O desenvolvimento de novos produtos tem forçado a indústria a desenvolver pesquisas em novos materiais e processos. Um exemplo é o desenvolvimento de componentes ópticos, onde o processo de torneamento de ultraprecisão com ferramenta de diamante está sendo pesquisado para substituir os processos convencionais de polimento e lapidação. Para avaliação da qualidade de superfícies ópticas, métodos ópticos, além de não danificarem a superfície, produzem respostas mais rápidas. Neste trabalho, utilizou-se a técnica de espalhamento de luz laser ($\lambda = 633 \text{ nm}$) para a avaliação da superfície usinada, visando uma futura aplicação do método no controle em tempo real da superfície usinada.

Palavras-chave: Torneamento, Ultraprecisão, Espalhamento Luminoso

1. INTRODUÇÃO

Indústrias de alta tecnologia como as de informática, microeletrônica, óptica e mecânica de precisão têm constantemente procurado desenvolver pesquisas em diversas áreas como as dos materiais, de instrumentação, de controle e fabricação, no intuito de produzir componentes e equipamentos cada vez mais precisos e de melhor qualidade.

Para a obtenção de superfícies ópticas, além dos processos convencionais de polimento e lapidação, pode-se utilizar o processo de torneamento de ultraprecisão com ferramenta de diamante de ponta única, capaz de produzir componentes ópticos (Church & Takacs, 1985). Estes componentes fabricados através da usinagem de ultraprecisão apresentam superfícies com ótima textura, forma e refletividade.

A presença de luz espalhada é um problema contínuo no projeto e desempenho dos sistemas ópticos. Este espalhamento está relacionado com a qualidade superficial dos componentes ópticos fabricados. No torneamento de ultraprecisão pode-se obter rugosidades superficiais da ordem de 3 a 10 nm.

O espalhamento de luz de uma superfície pode ser resultante dos seguintes fatores:

- irregularidades, tais como riscos, crateras ou partículas que são grandes comparadas ao comprimento de onda da luz incidente;
- irregularidades isoladas, cujo tamanho é comparável ou menor que o comprimento de onda da luz incidente;

- irregularidades que são pequenas em uma ou mais dimensões, mas que têm espaçamento tão pequenos, que não podem ser tratados como centros espalhados independentes. O efeito de cada centro está relacionado com aquele de suas vizinhanças.

Os métodos utilizados para cálculo de espalhamento ópticos citados na literatura são: óptica geométrica, teoria escalar, teoria vetorial, teoria de Mie e métodos numéricos (Elson; Bennett & Bennett, 1979).

Essas irregularidades superficiais podem ser observadas através de uma análise do acabamento superficial de uma peça usinada por processos convencionais ou pelo torneamento de ultraprecisão. E podem aparecer sob as seguintes formas:

- depressões ou ranhuras em forma de rosca;
- marcas de vibração sobre as ranhuras;
- grandes ranhuras espaçadas devido à interação máquina-ferramenta-cavaco;
- irregularidades próprias do material como as inclusões.

As irregularidades geométricas que são introduzidas na superfície de uma peça modificam a estrutura cristalográfica. Quanto mais dúctil for o material mais acentuadas serão as modificações na superfície. Com isso, o acabamento superficial é alterado resultando em mudanças nas condições de refletividade.

Materiais com ligas de alumínio segregam inclusões duras que produzem inchaços (bumps) característicos em superfícies torneadas com diamante. Esses defeitos podem ser os responsáveis pela maior parte do espalhamento luminoso destas superfícies (Bennett, 1992).

Uma extensa variedade de métodos estão disponíveis para medir rugosidade superficial. Estes métodos podem ser agrupados entre aqueles que fornecem a fotografia das superfícies (e às vezes informação quantitativa) e aqueles que fornecem informação estatística quantitativa sobre as superfícies.

Para superfícies lisas, há dois métodos de caracterização superficial que podem informar quantitativamente sobre a rugosidade superficial. São eles:

- perfilômetros mecânicos e ópticos que tomam perfis ao longo de uma linha ou fazem mapas topográficos de uma área;
- métodos de espalhamento de luz que podem dar informação sobre as propriedades estatísticas da superfície tais como a rugosidade RMS ou espectro de potência, mas não a topografia da superfície.

O objetivo deste trabalho é observar a relação entre rugosidade superficial e refletividade de uma liga de alumínio torneada com ferramenta de diamante de ponta única. Esta refletividade é analisada em função da distribuição do espalhamento luminoso.

A avaliação da rugosidade superficial via distribuição do espalhamento luminoso visa o desenvolvimento de um método de monitoramento em tempo real de uma superfície óptica sendo usinada.

O desenvolvimento deste método faz-se necessário em função do altíssimo custo de usinagem de superfícies ópticas de ultraprecisão com ferramenta de diamante monocristalino. O monitoramento em tempo real da usinagem permitirá interromper e/ou corrigir uma usinagem que esteja gerando superfícies com rugosidade superficial fora da especificação.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A máquina-ferramenta utilizada nos ensaios foi um torno *Aspheric Surface Generator ASG 2500 Rank Pneumo*, equipamento que permite um avanço de 10 nm/rev. O material utilizado para produzir superfícies espelhadas foram ligas de alumínio na forma de tarugos cilíndricos com diâmetro e comprimento de 20 mm.

Após a usinagem foram avaliadas as rugosidades superficiais através de um perfilômetro mecânico *Form Talysurf* modelo 120L, de 4 nm de resolução, obtendo-se o perfil da

superfície usinada e os parâmetros característicos de rugosidade (R_a , R_q , R_t , $Delq$, solpe, R_v) de acordo com a norma NBR 6405/1988 (Carpinetti et al., 1996).

Uma fonte laser Opto He-Ne ($\lambda=630$ nm) foi utilizada como luz incidente, fixando-se o ângulo de incidência em aproximadamente 45° .

O espalhamento luminoso foi observado através de uma câmera CCD que contém uma série de fotodiodos de silício dispostos em matriz, da *Hitachi* modelo KP-M1 e software de tratamento da *Global Lab Image*.

Na Figura 1 pode-se observar a representação esquemática da instrumentação para análise do espalhamento luminoso, montada no Laboratório de Engenharia de Precisão (EESC/USP).

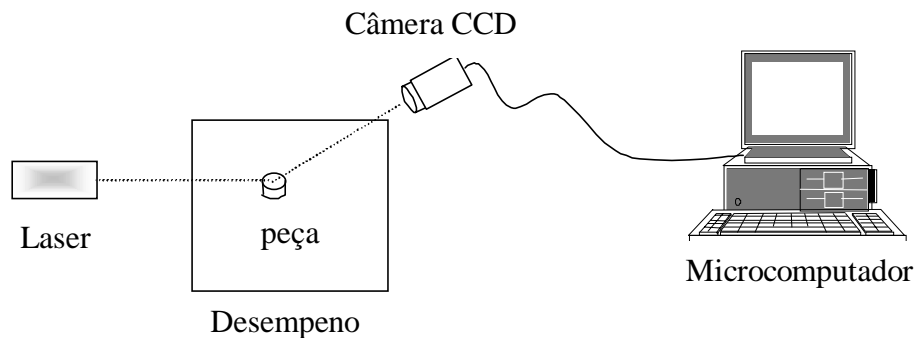


Figura 1. Representação esquemática da instrumentação para análise de espalhamento luminoso

Foram realizados dois ensaios. No primeiro ensaio, apenas condições de usinagem indicados para a geração de superfícies ópticas foram utilizadas. Especificamente, foram usinadas 16 peças avaliando dois materiais com características mecânicas distintas, principalmente quanto à resiliência (Al-2011 e Al-1050). As condições de usinagem utilizadas estão descritas na Tabela 1.

Tabela 1. Condições de usinagem

rotação do eixo-árvore	avanço (a)	profundidade de corte (p)
1000rpm	5 μ m/rev. e 30 μ m/rev.	3 μ m e 30 μ m

Foram utilizadas duas ferramentas de diamante com suas respectivas características geométricas, como pode ser visto na Tabela 2.

Tabela 2. Características geométricas das ferramentas

	Raio de ponta (R_p)	ângulo de saída (γ)	ângulo de folga (α)
Ferramenta 1	0,76 mm	0°	0°
Ferramenta 2	1,52 mm	0°	0°

No segundo ensaio foram usinadas oito peças, sendo 4 da liga Al. 6061T6 e quatro de liga KOBE. As condições de usinagem permaneceram constantes, com rotação de 1000 rpm, avanço de 5 μ m/rev. e profundidade de corte de 10 μ m. Foram utilizadas três ferramentas diferentes para a usinagem de ultraprecisão: metal duro, diamante nacional e diamante importado.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

As diferenças no acabamento superficial neste experimento são resultantes das condições de usinagem, geometria da ferramenta e material da peça. Segundo a literatura, os fatores de usinagem que mais influenciam no acabamento superficial de uma peça são o avanço e o raio de ponta da ferramenta.

A Tabela 3 mostra os resultados quanto aos parâmetros de rugosidade: Ra, Rt, Rq, Rv, slope e Delq.

Tabela 3. Resultados obtidos segundo os parâmetros de rugosidade: Ra, Rt, Rq, Rv, slope e Delq.

Rp	Material	p (μm)	a ($\mu\text{m}/\text{rev.}$)	slope ($^\circ$)	Rq (μm)	Ra (μm)	Delq ($^\circ$)	Rv (μm)	Rt (μm)
0,76	Al-2011	3	5	0,0529	0,0280	0,0168	2,0414	0,2898	0,2905
			30	0,0559	0,0591	0,0489	1,2794	0,1226	0,4298
		30	5	0,0312	0,0184	0,0129	1,3772	0,2165	0,3229
			30	0,0266	0,0506	0,0413	1,5529	0,2378	0,4100
	Al-1050	3	5	0,1187	0,0269	0,0184	1,4856	0,1722	0,3367
			30	-0,0523	0,0560	0,0450	1,8634	0,3917	0,5678
		30	5	-0,0658	0,0251	0,0164	1,8205	0,1287	0,3144
			30	0,1347	0,0575	0,0465	1,8233	0,4055	0,5733
1,52	Al-2011	3	5	0,0562	0,0176	0,0128	1,0062	-	0,2751
			30	0,0547	0,0258	0,0195	1,3450	0,1071	0,2315
		30	5	-0,0846	0,0223	0,0161	1,2024	0,3067	0,3792
			30	0,1669	0,0293	0,0220	1,3234	0,0855	0,2116
	Al-1050	3	5	0,1407	0,0246	0,0165	1,0221	0,3951	0,4827
			30	0,0643	0,0327	0,0221	1,6063	0,4378	0,6040
		30	5	0,1363	0,0227	0,0170	1,7312	0,111	0,2144
			30	0,1250	0,0366	0,0242	1,8753	0,5401	0,6602

O ensaio de espalhamento realizado nas peças usinadas no primeiro ensaio de corte, apresentou saturação na intensidade da luz laser refletida, isto porque todas as peças apresentaram qualidades ópticas, como pode ser verificado nos valores, apresentados na Tabela 3, dos parâmetros de rugosidade.

Em relação ao segundo ensaio de corte, a Figura 2 mostra o espalhamento parcial em superfícies de alumínio de mesma liga usinadas através do processo de torneamento de ultraprecisão com três ferramentas distintas (diamante importado, diamante nacional e metal duro) e através do processo convencional de torneamento (rugoso). As intensidades luminosas foram coletadas através de uma câmera CCD diretamente do feixe refletido da peça, de acordo com as condições de usinagem pré-estabelecidas.

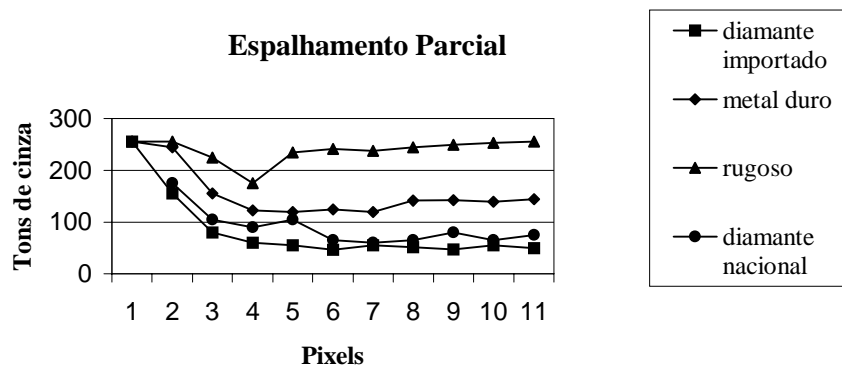


Figura 2. Espalhamento parcial em superfícies de alumínio

No torneamento de ultraprecisão obtém-se superfícies com qualidade óptica da ordem de 10nm (Ra). Pelos resultados obtidos observa-se que a qualidade superficial em termos de textura é bastante afetada pela integridade do gume de corte da ferramenta.

Os resultados de espalhamento luminoso indicam que superfícies de melhor acabamento espalham menos ou tem menos luz difusa. Isto é difícil de ser observado em superfícies usinadas através do processo de torneamento de ultraprecisão.

As superfícies analisadas foram medidas a partir de coordenadas (pixels) que mostram como a curva de intensidade diminui da região de reflexão especular para região de reflexão difusa.

Os resultados da Figura 2 comprovam que a integridade da ferramenta afeta a qualidade superficial e conseqüentemente o espalhamento luminoso. A superfície testemunha, isto é, usinada através do processo convencional de torneamento apresentou altas intensidades de energia espalhada (em torno de 255 grayscale). Esta intensidade diminui a medida que melhoram as qualidades superficiais.

4. CONCLUSÕES

No torneamento de ultraprecisão tem-se resultados próximos de espalhamento luminoso, onde pode ser observado a correlação entre a refletividade e a rugosidade superficial. Esse fato pode ser atribuído à qualidade superficial superior de suas peças.

Os ensaios mostraram que é possível o desenvolvimento de um método, onde a técnica de espalhamento de luz pode ser utilizada, através da calibração da escala de intensidade luminosa refletiva para com a rugosidade superficial, e conseqüente utilização, como indicados, em tempo real da rugosidade superficial de uma superfície óptica sendo usinada.

5. REFERÊNCIAS

- Bennett, J. M., 1992, "Recent developments in surface roughness characterization", Meas. Scie. Technol., Vol. 3, pp. 1119-1127.
- Carpinetti, L. C. R., Gonçalves Filho, E., Porto, A. J. V., Jasinevícius, R.G., 1996, "Rugosidade Superficial- Conceitos e Princípios de Medição", Apostila EESC-USP, 51p.
- Church, E. L. & Takacs, P. Z., 1985, "Survey of the finish characteristics of machined optical surfaces", Optical Engineering, Vol. 24, n. 3, pp. 396-403.
- Elson, J. M.; Bennett, H. E. & Bennett, J. M., 1979, "Scattering from optical surfaces", Applied Optical and Engineering, Vol. 7, pp. 191-244.

EFEITOS DOS TRATAMENTOS SUPERFICIAIS NO COMPORTAMENTO EM FADIGA DO AÇO AERONÁUTICO - ABNT 4340

Marcelino Pereira do Nascimento

Herman Jacobus Cornelis Voorwald

Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Departamento de Materiais e Tecnologia, 12500-000, São Paulo, Brasil. E-mail: pereira@feg.unesp.br.

Renato Chaves Souza

Faculdade de Engenharia Química de Lorena, Departamento de Materiais, 12600-000, Lorena, São Paulo, Brasil.

Walter Luis Pigatin

Empresa Brasileira de Aeronáutica, Divisão de Equipamentos, 12237-010, São José dos Campos, São Paulo, Brasil.

Resumo

Este estudo objetivou analisar alguns tratamentos de superfícies destinados a recuperar o comportamento em fadiga por flexão rotativa do aço de alta resistência ABNT 4340 (de uso aeronáutico) revestido com cromo duro, ou substituí-lo. Os tratamentos superficiais utilizados foram: revestimento com carbeto de tungstênio aplicado pelo sistema HVOF de aspersão térmica; aplicação de intercamada de níquel químico entre o material base e o revestimento de cromo duro; e aplicação de *shot peening* anterior ao revestimento de cromo duro. Os resultados dos ensaios de fadiga por flexão rotativa mostraram que o revestimento de carbeto de tungstênio, além do fator ambiental, é uma alternativa tecnicamente viável ao cromo; a aplicação de *shot peening* é fundamental à recuperação da vida em fadiga de componentes revestidos com cromo duro; e a aplicação da intercamada de níquel químico confirmou a importância do sistema de multicamadas no processo de retardo ou mesmo retenção da propagação de trincas de fadiga.

Palavras-chave: Fadiga, Cromo duro, Carbeto de Tungstênio, *Shot peening*, Aço aeronáutico ABNT 4340.

1. INTRODUÇÃO

Fadiga em aeronaves tem sido objeto de extensivas investigações desde as décadas de 1950 e 1960 (Payne, 1976). Estima-se que 90% das falhas em qualquer componente submetido a solicitações cíclicas devem-se à fadiga (Voorwald & Pastoukhov, 1994). Estudos realizados por Lange G. A. (1993), na Alemanha, envolvendo 250 casos de acidentes em aeronaves relacionados a fraturas metálicas indicaram que: 60% foram por fadiga, 34% por sobre-cargas, 4% por corrosão e 2% devido a outros fatores, dentre os quais *fretting*. Em função das altas cargas provenientes da decolagem, aterrissagem e principalmente do taxiamento, os trens de pouso devem possuir excelentes características em fadiga, principalmente fadiga de baixo ciclo (Guillemette, 1993) (Young, 1986). Entretanto, além de fadiga, as aeronaves estão sujeitas a

ação de ambientes agressivos, normalmente marítimos, possibilitando a ocorrência de fraturas através da ação sinérgica da combinação corrosão-fadiga (Guillemette, 1993). Assim, como procedimento preventivo, as indústrias aeronáuticas se utilizam de tratamentos superficiais resistentes a estes ambientes, dos quais destacam-se os revestimentos de cromo duro (Vasconcelos, 1992). A eletrodeposição de cromo duro é um processo já bem estabelecido e amplamente utilizado nas indústrias aeronáuticas, automotivas e petroquímicas (Lin *et al*, 1992). Entretanto, cromo duro reduz a resistência à fadiga de um componente devido as altas tensões residuais internas de tração (Hotta *et al*, 1995), além de sofrer restrições ambientais. Por esses motivos, pressões para encontrar alternativas ou melhorias ao revestimento de cromo duro têm aumentado dramaticamente (Kuo *et al*, 1997). Os revestimentos com cromo duro de alta eficiência (25%) com catalizador livre de íons fluoreto (neste estudo denominado “*acelerado*”) são considerados um avanço no processo de eletrodeposição, apresentando propriedades físicas e químicas melhores em relação ao revestimento de cromo duro convencional. *Shot peening* é outro bem conhecido processo de tratamento de superfície caracterizado por induzir tensões residuais compressivas no substrato (Kobayashi *et al*, 1998). Revestimentos com níquel químico (10%<P<12%), além de oferecer excelente resistência à corrosão, também possuem tensões residuais compressivas (Duncan, 1994). Entretanto, uma das mais viáveis alternativas é o processo de revestimento por aspersão térmica (Bolles, 1995) (Bodger *et al*, 1997). Recentes avanços em *High Velocity Oxy-Fuel* (HVOF), possibilitam-no ser uma alternativa tecnológica e ambientalmente segura ao revestimento de cromo duro. O objetivo deste estudo foi, portanto, analisar os efeitos dos tratamentos superficiais de carbeto de tungstênio com 12% Co, aplicado pelo processo HVOF, níquel químico como intercamada entre o revestimento de cromo duro e o material base, e o pré tratamento de *shot peening*, no comportamento em fadiga do aço aeronáutico - ABNT 4340 - revestido com cromo duro. Análises das superfícies de fratura adquiridas por microscopia eletrônica de varredura foram realizadas para auxiliar na interpretação dos resultados.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

2.1 Material

O material utilizado foi o aço ABNT 4340, aplicado em trens de pouso de aeronaves, onde alta resistência mecânica e tenacidade são exigências fundamentais de projeto. Os resultados das análises de sua composição química estão apresentados na Tabela 1.

Tabela 1. Composição química do aço ABNT 4340.

Composição %	C	S	Mn	Cr	Ni	Mo
Especificado	0,38-0,43	0,25 máx.	0,60-0,80	0,70-0,90	1,65-2,00	0,20-0,30
Encontrado	0,39	<0,01	0,69	0,74	1,70	0,23

2.2 Métodos

Procedimentos para ensaios de tração e fadiga.

Os corpos de prova foram confeccionados de barras de Ø15,8 mm, fornecidas temperadas em forno de atmosfera controlada a 1088 K por 45 min, com resfriamento em óleo até 293 K e revenidas a 793 K durante 2 horas. O tratamento térmico produziu uma estrutura martensítica com dureza de 39 HRC.

Os corpos de prova para ensaios de tração foram confeccionados conforme a norma ASTM E 8M. Os ensaios foram realizados no equipamento universal modelo Otto Volpert com 196 kN de capacidade, na temperatura ambiente.

As dimensões dos corpos de prova para ensaios de fadiga por flexão rotativa estão indicadas na Fig. 1, de acordo com os critérios do fabricante do equipamento, modelo UBM 520/86/9 - Veb Werkstoffprufmaschinen Leipzig.

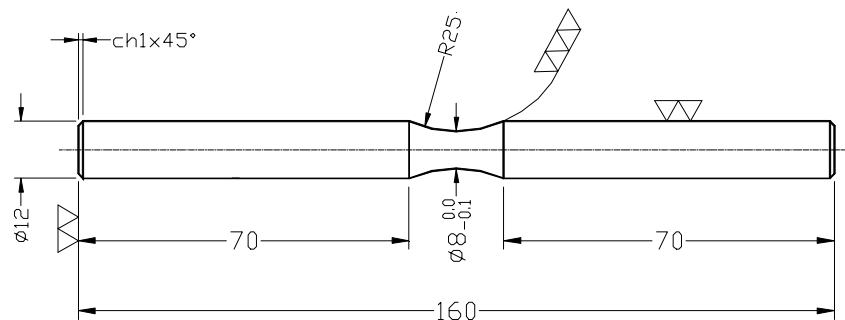


Figura 1. Dimensões do corpo de prova para ensaio de fadiga por flexão rotativa.

Após a confecção final, os corpos de prova de fadiga por flexão rotativa foram polidos com lixa de granulometria 600 na região central ($R=25$) e inspecionados por partículas magnéticas. Os corpos de prova, antes de serem revestidos, foram submetidos a tratamento térmico para alívio de tensões, com aquecimento a 463 K por 4 horas e resfriamento ao ar calmo.

Os ensaios foram realizados a 3.000 rpm, razão $R = -1$, temperatura ambiente, considerando a fratura ou 10^7 ciclos como limite de fadiga, e obedecendo a seguinte ordem:

- corpos de prova do material base;
- corpos de prova do material base e revestidos com 100 μm de cromo duro acelerado;
- corpos de prova do material base, submetidos a pré tratamento de *shot peening* e revestidos com 100 μm de cromo duro acelerado;
- corpos de prova do material base e revestidos com 145 μm de cromo duro acelerado sobre 15 μm de níquel químico, e
- corpos de prova do material base e revestidos com 100 μm de carvão de tungstênio;

Procedimentos para eletrodeposição.

A eletrodeposição de cromo duro acelerado foi realizada em uma solução contendo 250 g/L de ácido crômico e 2,7 g/L de ácido sulfúrico, com densidade de corrente de 55 A/dm² a 65 A/dm², velocidade de deposição de 80 $\mu\text{m}/\text{h}$, na temperatura de 328 K a 333 K. Foi utilizado um banho com catalizador duplo, sendo um à base de sulfato e outro isento de fluoreto. O termo *acelerado*, neste estudo, refere-se ao revestimento de cromo duro com alta velocidade de deposição e livre de ions fluoreto.

Antes dos processos eletroquímicos, os corpos de prova foram limpos por desengraxante alcalino, desoxidados e submetidos a ataque anódico entre 15 A/dm² a 30 A/dm², durante 1 a 3 minutos. Após a eletrodeposição de cromo duro, os corpos de prova foram submetidos a tratamento térmico de desidrogenação por 8 horas a 463 K.

Revestimento de carvão de tungstênio.

O revestimento foi aplicado pelo sistema HVOF (*High Velocity Oxy-Fuel*) de aspersão térmica, utilizando carbeto de tungstênio contendo 12% Co ($29 \text{ kg/m}^2 \times \text{mm}$), taxa de deposição de 4,5 kg/h e taxa de recobrimento de $0,1 \text{ m}^2/\text{h}/\text{mm}$.

Procedimentos para deposição de níquel químico.

O revestimento de níquel químico foi realizado em uma solução contendo 20 g/L de NiSO_4 e 24 g/L de NaH_2PO_2 , com pH 5, entre 355 K a 361 K e velocidade de deposição entre $8 \text{ }\mu\text{m}/\text{h}$ a $10 \text{ }\mu\text{m}/\text{h}$.

Aplicação de shot peening.

O tratamento superficial de *shot peening* foi aplicado de acordo com a norma MIL-S-13165C, com intensidade de 8 A, utilizando esferas tipo S 230 ($\varnothing 1 \text{ mm}$) em aço, e cobertura de 200%. O tratamento foi executado diretamente sobre os corpos de prova de fadiga por flexão rotativa, anterior à eletrodeposição de cromo duro e apenas na região central ($R=25$).

Análises das superfícies de fratura.

As análises foram realizadas nos corpos de prova fraturados em fadiga por flexão rotativa, através de imagens obtidas nos microscópios eletrônicos de varredura, modelos LEO 435 vpi e Zeiss DSM 950 do CTA/AMR.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1 Ensaio de tração

Os resultados do ensaio de tração confirmaram as propriedades mecânicas especificadas pela norma MIL-HBK-5, apresentando: limite de resistência à tração de 1210 MPa; tensão de escoamento de 1118 MPa; alongamento de 14,9% e dureza de 39 HRC.

3.2 Ensaio de fadiga por flexão rotativa

A Figura 2 apresenta os resultados dos ensaios de fadiga por flexão rotativa dos corpos de prova do material base; corpos de prova do material base e revestidos com $100 \text{ }\mu\text{m}$ de carbeto de tungstênio; corpos de prova do material base e revestidos com $100 \text{ }\mu\text{m}$ de cromo duro acelerado com e sem pré tratamento de *shot peening*; e corpos de prova do material base e revestidos com $145 \text{ }\mu\text{m}$ de cromo duro acelerado sobre intercamada de $15 \text{ }\mu\text{m}$ de níquel químico.

Os resultados demonstraram o efeito prejudicial de todos os revestimentos no comportamento em fadiga por flexão rotativa do aço ABNT 4340. Isto é, as resistências à fadiga dos corpos de prova revestidos foram menores em todos os níveis de tensão, em relação aos corpos de prova sem revestimentos. A Tabela 2 apresenta as resistências à fadiga dos grupos de corpos de prova em baixo (10^4) e alto (10^5) ciclos, bem como nos ciclos limites de resistências à fadiga (10^7), com base nas tendências apresentadas pelas curvas da Fig.2.

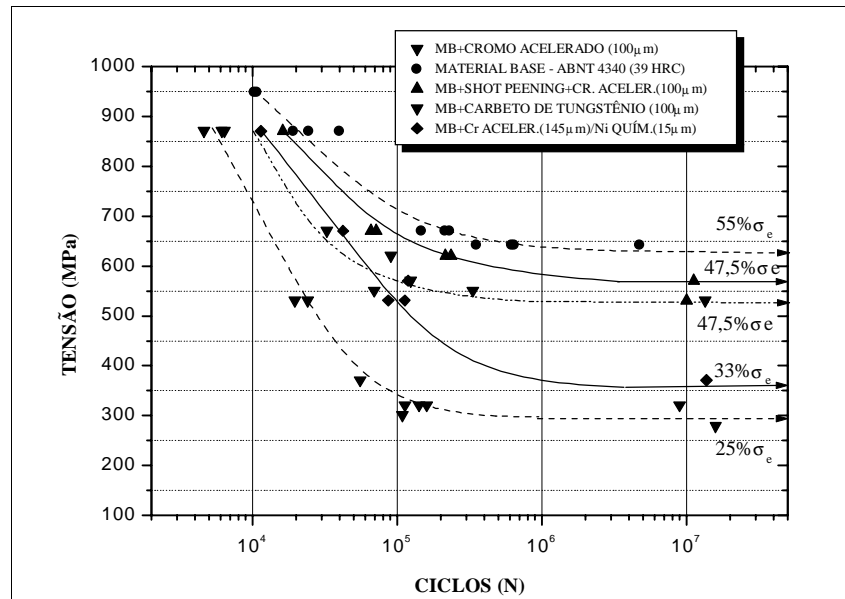


Figura 2. Resultados dos ensaios de fadiga por flexão rotativa.

Tabela 2. Resistências à fadiga em baixo e alto ciclos.

RESISTÊNCIAS À FADIGA			
GRUPO	BAIXO CICLO (10^4)	ALTO CICLO (10^5)	LIMITE (10^7)
MATERIAL BASE ABNT 4340	≈ 950 MPa ($85\% \sigma_e$)	≈ 730 MPa ($65\% \sigma_e$)	≈ 625 MPa ($56\% \sigma_e$)
CARB. TUNGSTÊNIO. (100µm)	≈ 900 MPa ($80\% \sigma_e$)	≈ 570 MPa ($51\% \sigma_e$)	≈ 531 MPa ($47,5\% \sigma_e$)
Cr. ACEL.(145 µm) / Ni (15 µm)	≈ 900 MPa ($80\% \sigma_e$)	≈ 550 MPa ($49\% \sigma_e$)	≈ 360 MPa ($32\% \sigma_e$)
SP+CROMO ACEL. (100 µm)	≈ 930 MPa ($83\% \sigma_e$)	≈ 650 MPa ($58\% \sigma_e$)	≈ 555 MPa ($49\% \sigma_e$)
CROMO ACELER. (100 µm)	≈ 730 MPa ($65\% \sigma_e$)	≈ 340 MPa ($30\% \sigma_e$)	≈ 280 MPa ($25\% \sigma_e$)

Observa-se, na Figura 2 e Tabela 2, a extraordinária redução no comportamento em fadiga por flexão rotativa apresentada pelos corpos de prova revestidos com cromo duro acelerado e a excelente recuperação quando submetidos a pré tratamento de *shot peening*. É bem conhecido que este processo induz tensões residuais compressivas na superfície e sub superfície, a uma profundidade que depende da intensidade, tamanho, material e dureza do *shot* e porcentagem de recobrimento (Kobayashi, 1998). A origem de tensões residuais compressivas é explicada como sendo o resultado da resistência da região circunvizinha do material à deformação plástica causada pelo *shot*. Sabe-se que a iniciação de trincas de fadiga é um processo superficial e relacionado ao nível de tensões residuais próximas à superfície (Wu *et al*, 1995). Em componentes revestidos, a nucleação e propagação de trincas ocorrem preferencialmente na interface revestimento/substrato, podendo provocar o destacamento do revestimento. Assim, as tensões residuais compressivas auto fortalecem esta região (Wu *et al*, 1995) impedindo ou retardando a nucleação e propagação destas trincas.

- *Efeito da camada de níquel químico.*

As curvas ilustradas na Fig. 2 demonstram o efeito também benéfico da utilização da intercâmara de níquel químico na recuperação da vida em fadiga do aço ABNT 4340, revestido com cromo duro. Este comportamento é atribuído a maior tenacidade/ductilidade e tensões residuais compressivas contidas no revestimento de níquel químico e que possivelmente promoveram o retardamento na propagação das microtrincas existentes na camada externa de cromo duro acelerado. Basicamente, as

tensões residuais presentes nos revestimentos de níquel químico variam em função do conteúdo de fósforo contido no mesmo, sendo trativas entre 4% P e 9% P e compressivas abaixo de 4% P e entre 10% P e 12% P. Sua ductilidade também varia com o teor de fósforo, sendo mínima a 10% P (ainda assim superior à ductilidade do revestimento de cromo duro) e máxima a 12% P (Duncan, 1994). As tensões residuais de tração contidas no revestimento de cromo duro, em geral, aumentam com o aumento de sua espessura, implicando no pior desempenho em fadiga. Entretanto, analisando as curvas da Fig. 2 observa-se que apesar do aumento na espessura da camada de cromo duro de 100 μm para 145 μm , a redução em fadiga deste último foi inferior àquela apresentada pelos corpos de prova revestidos com camada única de 100 μm de cromo duro acelerado. Conclui-se, portanto, que esta recuperação no comportamento em fadiga deve-se a interação entre a camada de cromo duro com a intercamada de níquel químico.

- *Efeito do revestimento de carbeto de tungstênio.*

Ainda da Fig. 2, podemos observar que os corpos de prova revestidos com carbeto de tungstênio apresentaram pequena redução na resistência à fadiga em relação ao material base. Isto pode ser atribuído ao processo em si. Sabe-se que o sistema HVOF de revestimento produz tensões residuais compressivas no substrato devido às deformações mecânicas superficiais provocadas pelo impacto das partículas, similar ao processo de *shot peening*. Estas tensões residuais compressivas induzidas no material base, contrapõem-se às tensões trativas contidas no revestimento, as quais surgem em função da contração provocada pelo rápido esfriamento deste revestimento quando contata a superfície do material base. Por outro lado, esta redução em fadiga pode ser atribuída a alta quantidade de inclusões de óxidos que comumente são formadas durante o processo, as quais apresentam-se como possíveis regiões de iniciação de trincas (<http://member.aol.com/englandg/tsc.htm>).

3.3 Análises das superfícies de fratura.

As superfícies de fratura estão indicadas nas Figs. 3 e 4. A Figura 3a apresenta a superfície de fratura de um corpo de prova revestido com cromo duro acelerado e a Figura 3b, a de um corpo de prova submetido a pré tratamento de *shot peening*.

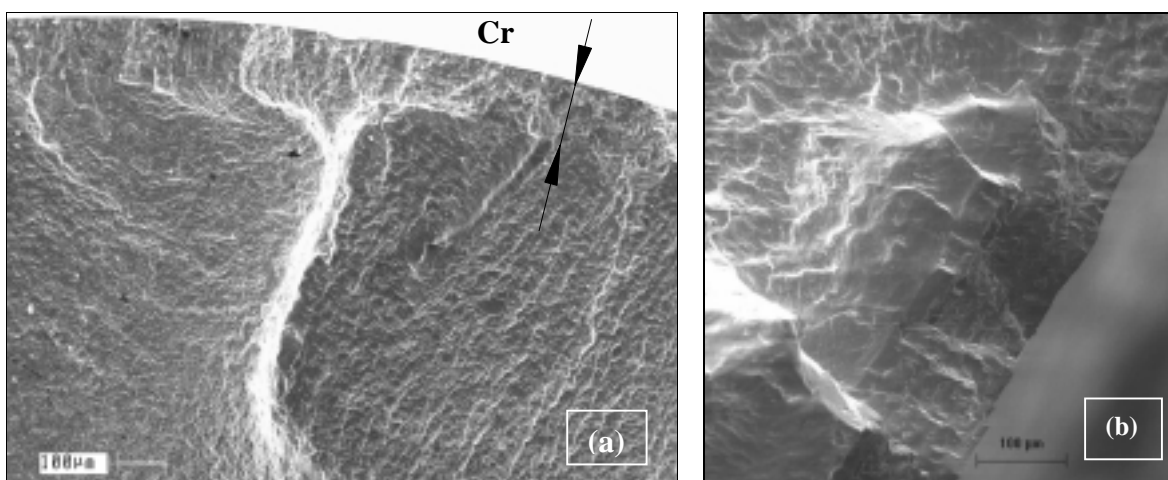


Figura 3. Superfícies típicas de fratura transgranular de corpos de prova revestidos com cromo duro acelerado, sem pré tratamento de *shot peening* (a), e com o pré tratamento (b).

Na Figura 3a observam-se várias frentes de propagação lenta de trincas, tanto na superfície e núcleo do revestimento como na interface do mesmo com o substrato. Nota-se o coalescimento e convergência das trincas em direção ao interior do material base, indicando processo lento de fratura e consumo de grande parte da vida em ciclos. Observam-se a homogeneidade da camada e sua forte aderência ao material base, e microtrincas distribuídas radialmente ao longo da espessura.

Na Figura 3b, que apresenta uma amostra tratada por *shot peening* e revestida com cromo duro, nota-se o coalescimento de microtrincas, crescimento e propagação através de uma região de tensões residuais compressivas, divergindo em seguida. Torna-se clara a resistência oferecida pela região tratada por *shot peening* à propagação de trincas, resultando em ganho em número de ciclos.

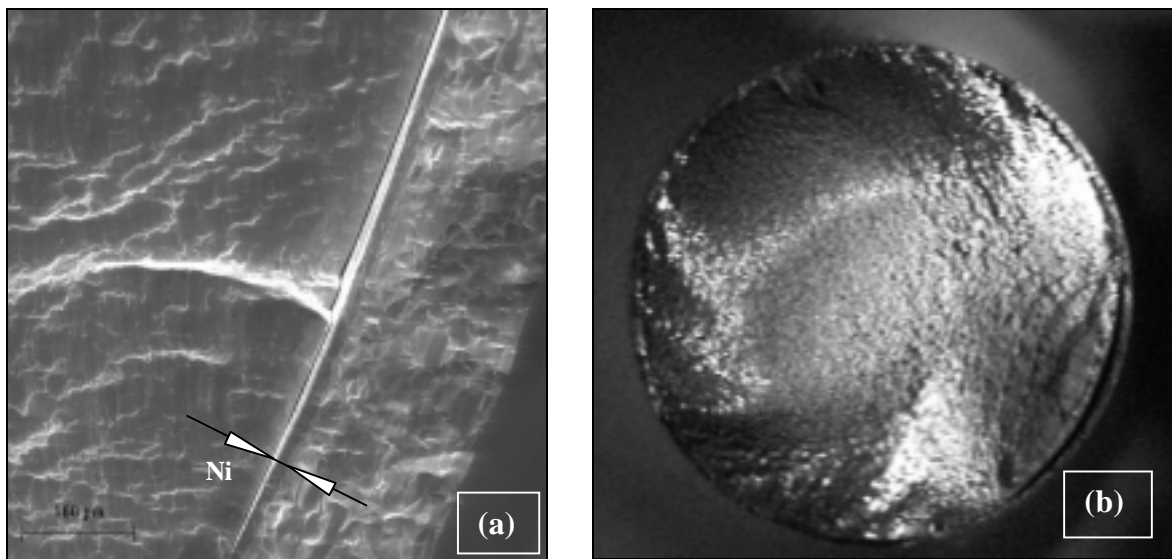


Figura 4. Superfícies de fratura de corpos de prova revestidos com (a) 145 μm de cromo duro acelerado sobre 15 μm de níquel químico e (b) 100 μm de WC.

A Figura 4a apresenta trincas que iniciaram-se a partir da interface revestimento/substrato. Nota-se a uniformidade em ambas as espessuras de níquel químico e cromo duro acelerado; microtrincas radiais ao longo da espessura do revestimento de cromo duro acelerado e que não se propagaram em direção ao substrato (talvez inibidas pela camada intermediária de níquel químico); a excelente aderência entre as camadas de cromo duro acelerado e níquel químico; e delaminação entre esta última com o substrato. As delaminações ocorreram nas regiões de iniciação das trincas e região oposta (ruptura final).

A Figura 4b mostra a estereoscopia da superfície de fratura do material base revestido com carbeto de tungstênio. Observa-se as marcas de praia próximas a região de ruptura final, caracterizando a propagação instável da trinca, bem como o destacamento ocorrido, também nesta região, em função das altas tensões de tração que ocorrem neste instante.

4. CONCLUSÕES

1. Todos os revestimentos reduziram a resistência à fadiga por flexão rotativa do aço ABNT 4340.
2. O pior desempenho em fadiga por flexão rotativa foi atribuído ao revestimento de cromo duro acelerado.

3. Todos os tratamentos superficiais empregados foram benéficos na recuperação do comportamento em fadiga do aço ABNT 4340 revestido com cromo duro. Entretanto, esta recuperação não foi total, isto é, não superou o comportamento apresentado pelo material base.
4. O pré tratamento superficial de *shot peening* provou ser fundamental à recuperação em fadiga por flexão rotativa de componentes revestidos com cromo duro.
5. O revestimento de carbeto de tungstênio forneceu uma recuperação em fadiga para o material base, próxima àquela fornecida pelo tratamento de *shot peening*.
6. A aplicação da intercamada de níquel químico também provou ser benéfico na recuperação do comportamento em fadiga do material base, promovendo a retenção da propagação de trincas oriundas da camada externa de cromo duro.

AGRADECIMENTOS.

Os autores manifestam seus agradecimentos à: FAPESP, CAPES e EMBRAER-EDE e ao CTA-AMR, por proporcionarem a realização deste trabalho.

5. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- BODGER, B. E., McGRANN, R. T. R., SOMERVILLE, D. A., The Evaluation of Tungsten Carbide Thermal Spray Coatings as Replacements for Electrodeposited Chrome Plating on Aircraft Landing Gear, Plating and Surface Finishing, September, p. 28-31, 1997.
- BOLLES, D. C., HVOF Thermal Spraying: An Alternative to Hard Chrome Plating, Welding Journal, p. 31-34, October 1995.
- Disponível no endereço World Wide Web: <http://member.aol.com/englandg/tsc.htm>.
- DUNCAN, R. N., The Structure and Properties of Electroless Nickel Deposits, Anais do VIII EBRATS - Encontro Brasileiro de Tratamentos de Superfícies, 1994.
- GUILLEMETTE, R., Evaluation of thermal spray coatings for Navy H-60 tail landing gear piston, United Technologies Sikorsky Aircraft, Praxair, Report Number Mer, L1-319, September 1993.
- HOTTA, S., ITOU, Y., SARUKI, K., ARAI, T., Fatigue strength at a number of cycles of thin hard coated steels with quench-hardened substrates, Surface & Coatings Technology, v. 73, p. 5-13, 1995.
- KOBAYASHI, M., MATSUI, T., MURAKAMI, Y., Mechanism of creation of compressive residual stress by shot peening, International Journal of Fatigue, v. 20, No. 5, pp. 351-357, 1998.
- KUO, W. H., SHOUNG, L., LIN, T-I., Nasal septum lesions and lung function in workers exposed to chromic acid in electroplating factories, Int. Arch. Occup. Environ. Health, v. 70, p. 272-276, 1997.
- LANGE, G. A., Fractures in Aircraft Components, Mixed-Mode Fatigue and Fracture, Mechanical Engineering Publications, London, p. 23-30, 1993.
- LIN, K. L., HSU, C.-J., CHANG, J.-T., Electroplating of Ni-Cr on steel with pulse plating, Journal of Materials Engineering and Performance, v. 1(3), p. 359-362, June 1992.
- McGRANN, R. T. R., GREVING, D. J., SHADLEY, J. R., RYBICKI, E. F., KRUECKE, T. L., BODGER, B. E., The effect of coating residual stress on the fatigue life of thermal spray coated steel and aluminium, Surface & Coatings Technology, 108-109 (1998) 59-64.
- PAYNE, A. O., The fatigue of aircraft structures, Engineering Fracture Mechanics, v. 8, p. 157-203, 1976.

- VASCONCELOS, S. M. B., Estudo da influência dos tratamentos superficiais de cromo duro e níquel químico na vida em fadiga do aço de alta resistência, ABNT 4340, Trabalho final de graduação, Escola de Engenharia Industrial, E. E. I., São José dos Campos/SP, 1992.
- VOORWALD, H. J. C., PASTOUKHOV, V. A., Introdução à Mecânica da Integridade Estrutural, Editora UNESP, São Paulo/SP, Junho/1994.
- WU, Y., ZHANG, Y., YAO, M., Effect of Electroless Nickel Plating on Fatigue Strength of 30CrMoA Steel, Plating and Surface Finishing, p. 83-85, April 1995.
- YOUNG, D. W., Aircraft landing gears - the past, present and future, Proc. Institution of Mechanical Engineers, Proc. Imech-E, v. 200, n. D2, p. 75-92, 1986.

A ENGENHARIA SIMULTÂNEA SEMPRE PRESSUPÕE UM AMBIENTE INTEGRADO DE PROJETOS

Márcio Silva Alves Branco

Universidade Federal de Juiz de Fora, Colégio Técnico Universitário, Coordenação de Mecânica, 36080-001, Juiz de Fora, MG, Brasil. E-mail: branco@mailctu.ufjf.br

Resumo

O presente artigo irá abordar aspectos relacionados com a implementação da engenharia simultânea. Assim, a partir de problemas detectados na indústria, apresenta-se estratégias (como), áreas afetadas (onde), técnicas empregadas e infra-estrutura para esta tarefa no intuito de se constituir um novo ambiente para o processo de desenvolvimento de um produto industrial, que pode ser chamado de desenvolvimento integrado, necessário ao aprimoramento, à sobrevivência e ao crescimento de uma empresa em um mercado competitivo e globalizado.

Palavras-chave: Desenvolvimento de produtos, Engenharia simultânea, Projeto integrado.

1. INTRODUÇÃO

Nos últimos 10 anos, o ciclo de vida de produtos de diferentes ramos da indústria diminuiu, enquanto que o tempo (proporcionalmente relativo ao ciclo de vida) gasto no desenvolvimento de novos produtos aumentou significativamente (Bullinger et al, 1996). Isto mostra que, atualmente, as empresas estão vivenciando uma época em condições turbulentas, na qual sobreviver não depende apenas da habilidade de vender seus produtos, mas também, da capacidade de renovação destes. Deste modo, uma contínua adaptação é necessária, especialmente na área de projeto de produtos que influencia de maneira decisiva outras áreas, tais como a de produção e a de vendas.

2. FATORES QUE INFLUENCIAM O DESENVOLVIMENTO

Clark et al (1994) escreve em seu artigo que, para ser um líder no ambiente industrial nos anos 90 uma empresa deve sobressair-se, pelo que apresenta, de duas contraditórias maneiras. Primeiramente, ela deve, constantemente, construir e refazer suas áreas de especialização, então ela terá a capacidade necessária para ficar a frente das outras. Em segundo lugar, ela deve estar pronta a uma mudança para um ambiente de tarefas multi-disciplinares e contar com o trabalho em times sempre que isto ocorra para se prevalecer num ambiente competitivo e turbulento. Em outras palavras, a empresa deve encontrar o modo que melhor a capacita num dado ponto no tempo para apresentar um produto que encontre as necessidades de seus consumidores (o que depende de alta especialização de seu pessoal) e do modo mais rápido possível e mais eficiente que seus competidores (o que depende de integração).

Clausing (1994) nos diz que a rapidez no lançamento de um produto é essencial na dinâmica da moderna economia internacional. Isto faz com que o produto obtenha uma grande fatia do mercado, liderando-o e obtendo, conseqüentemente, o sucesso esperado. Por outro lado, capacita uma adaptação rápida que o produto por ventura tenha que sofrer devido às mudanças no mercado ou de seu competidor.

De acordo com Gupta et all (1990), apesar do aumento da pressão em desenvolver mais e novos produtos e da necessidade de acelerar o desenvolvimento, 87% das respostas, obtidas em uma pesquisa realizada em diversas empresas, mostraram que a maioria das razões, as quais são responsáveis pelo atraso do desenvolvimento de um produto no passado, permanecem atualmente em suas companhias. Baseado nas respostas dos gerentes entrevistados, a maior parte das razões foram identificadas e são apresentadas na figura 1.

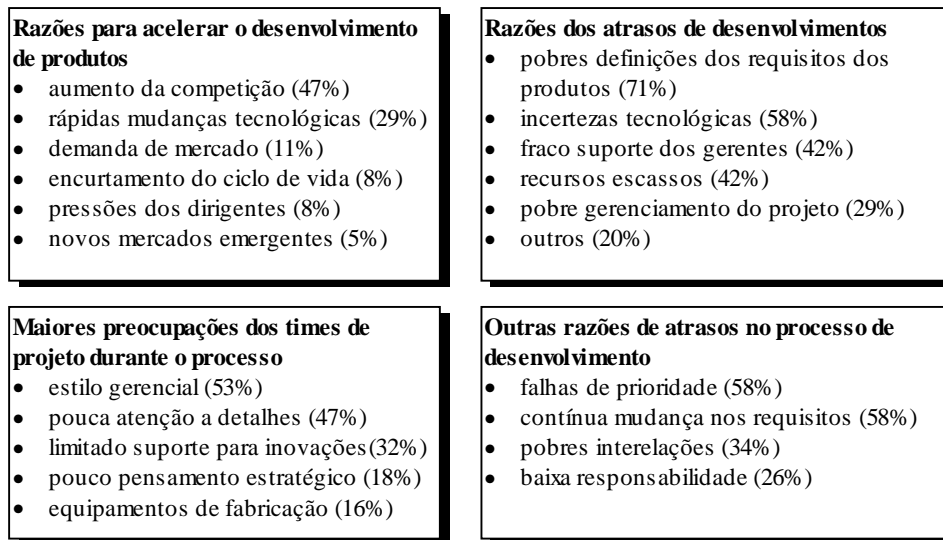


Figura 1. Avaliação do processo de desenvolvimento (Gupta *et all*, 1990).

A engenharia simultânea possui diretrizes para uma integração e adaptação necessários ao processo de desenvolvimento de produtos. Na implementação de todas essas mudanças é necessário um efetivo e eficaz gerenciamento do processo de desenvolvimento para que se alcance qualidade no produto, num período curto de tempo com o menor custo o que se vai demonstrar ao longo deste capítulo (Branco, 1998).

3. O DESENVOLVIMENTO NUM AMBIENTE DE ENGENHARIA SIMULTÂNEA

Indubitavelmente, a otimização do “Triângulo Mágico”, ou seja, da qualidade, tempo e custo é necessária (Bullinger *et all*, 1996).

Segundo Clausing (1994), a engenharia simultânea possui duas características essenciais: (1) capacita um processo simultâneo, isto é, em uma visão micro as tarefas são realizadas seqüencialmente, mas de uma perspectiva macro, o efeito é de simultaneidade e (2) é realizada por um time multidisciplinar de desenvolvimento de produtos multifuncional, isto é, integrando o projeto. A engenharia de projeto do produto, de processos-produção, o suporte e todas as outras áreas relacionadas com o desenvolvimento são comprometidas, desde o início, com uma série de objetivos e atividades integradas. A idéia é simples: ter um time trabalhando em um sistema integrado de atividades de desenvolvimento focada no benefício

do consumidor. O sistema compreende o produto, e a capacidade de produção e apoio, sendo estes integrados em um sistema unificado.

De acordo com Bullinger *et all* (1996), a engenharia simultânea foi baseada nas reações da indústria europeia no sentido de obter uma diminuição do tempo de desenvolvimento de novos produtos em relação às companhias Japonesas. Seu enfoque principal é na simultaneidade das diversas tarefas, não se preocupando muito com os aspectos de integração. Na literatura, a engenharia simultânea é descrita, freqüentemente, como uma estratégia, mas a experiência prática mostra muito mais que isto. A engenharia simultânea, de acordo com Bullinger, é antes uma metodologia e uma proposição de uma técnica integrada de resolução de problemas, envolvendo todos os recursos presentes no processo de desenvolvimento de produtos.

A integração exige que o trabalho seja executado entre departamentos de uma empresa, congregando conhecimentos diversos. Deste modo, irá propiciar um processo realizado e orientado através de objetivos comuns.

Assim, uma organização composta por times multidisciplinares se apresenta capacitada a enfrentar um mercado competitivo, proporcionando subsídios a implementação de técnicas integradas para a concepção, desenvolvimento, fabricação e venda de seus novos produtos.

3.1 Aspectos de implementação da engenharia simultânea

Como mencionado anteriormente, os benefícios de um ambiente de engenharia simultânea podem ser vistos na otimização do processo de desenvolvimento com relação ao “Triângulo Mágico”, i é no que se refere a tempo, custos e qualidade. Agora, a questão é como e onde a engenharia simultânea deverá ser introduzida na empresa. Para responder esta pergunta, várias estratégias (como), áreas (onde) serão discutidas em seguida.

Estratégias

Para Bullinger *et all*, (1996), geralmente três possíveis estratégias podem ser identificadas como recomendações para um eficiente ambiente de engenharia simultânea:

- Paralelização de sub-processos e de tarefas, a fim de eliminarem-se os atrasos (figura 2).
- Padronização de elementos pertinentes ao processo de desenvolvimento do produto, com o intuito de melhorar o entendimento e minimizar as confusões (figura 3).
- Integração de departamentos e pessoal via uma composição matricial ou multifuncional de equipes de trabalho (figura 3).

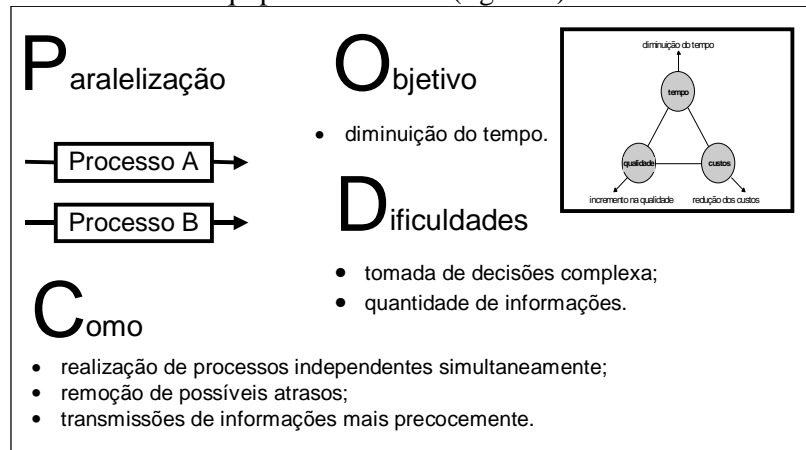


Figura 2. Aspectos de paralelização.

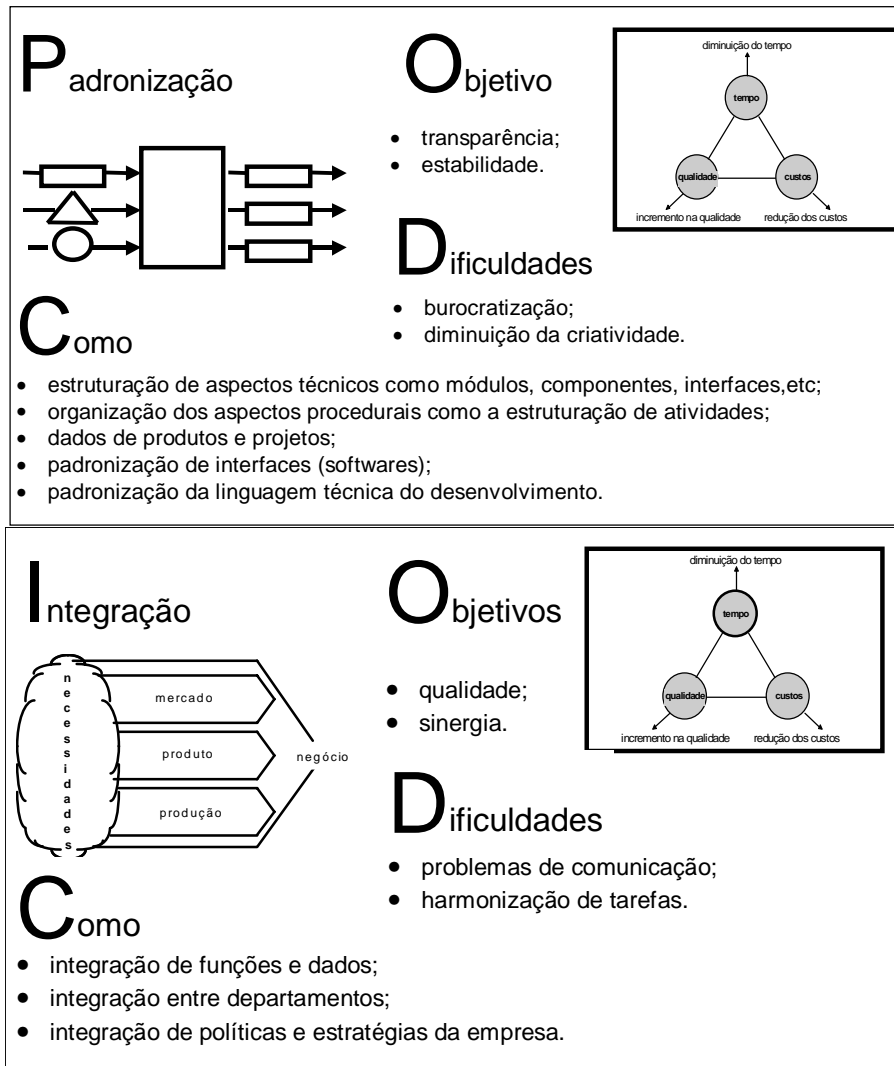


Figura 3. Aspectos de integração.

Áreas potenciais para o aperfeiçoamento

Como ilustra a figura 4, para otimizar o processo de desenvolvimento do produto em uma empresa, i. e. melhorar a efetividade e a eficiência, é inevitável que mudanças devam ser feitas na estrutura organizacional, nos processos, instalações e nas diretrizes do treinamento de pessoal, bem como novas soluções para o próprio produto. Estas mudanças são realizadas em áreas susceptíveis e controladas de uma empresa:

- organização, relacionado com a estruturação funcional e coordenação;
 - unidades autônomas e autárquicas de projeto;
 - organização por times multidisciplinares orientada ao produto e componentes;
 - transferências de informações e interfaces claras;
 - fluxos de informações integrados;
 - estruturas de projeto uniformes e
 - curta distância entre membros dos times.

- processos, estruturação e planejamentos das tarefas;
 - separação de processos independentes;
 - identificação de processos interdependentes;
 - começo antecipado de processos dependentes mesmo sem completa informação;
 - identificação de processos repetitivos;
 - comunicação face a face entre membros de equipes;
 - transparência de resultados relevantes de cada processo.
- recursos, planejamento e coordenação na alocação de recursos;
 - flexibilidade e rapidez;
 - linguagem comum entre os engenheiros, compradores, vendedores;
 - equipes generalistas ao invés de especialistas;
 - objetivos comuns prevalecendo.
- produtos, controle da qualidade.

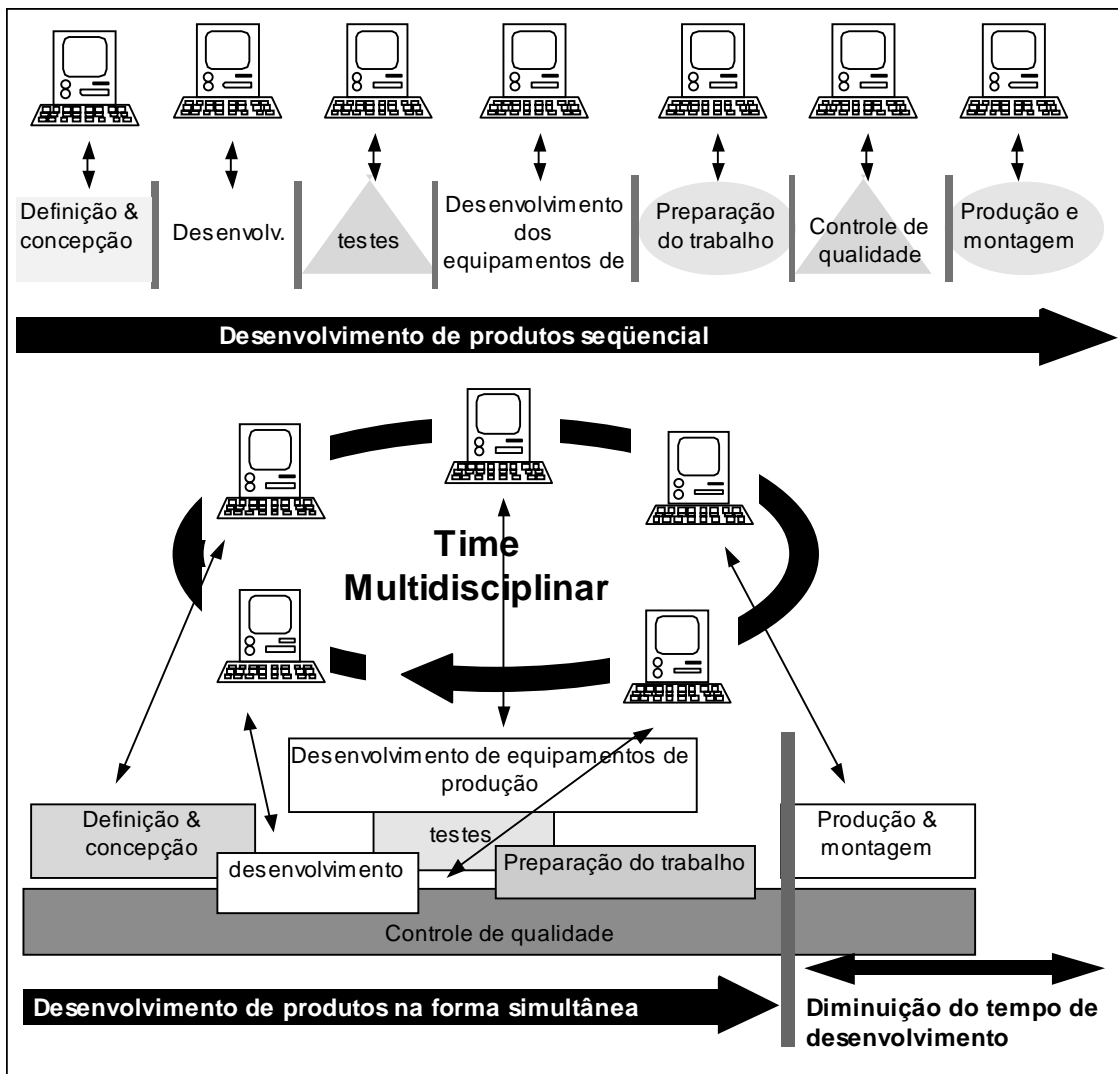


Figura 4. Organização, estruturação, planejamento e controle no processo.

Técnicas empregadas

A partir dessa complexidade do ambiente de desenvolvimento de produtos surgiram vários novos conceitos, denominações e preocupações que servem como apoio para a implementação das idéias da engenharia simultânea. Esses conceitos são encontrados na literatura técnica e na prática industrial sob denominações tais como: desdobramento da função qualidade (QFD), projeto para o custo (DFC), projeto para manufatura (DFM) e projeto para montagem (DFA). Dentro desses, conceitos é importante destacar duas linhas principais de pensamento. A primeira é que o projeto deve ser elaborado tendo por preocupação todas as fases pela qual passa o produto, isto é, desde a identificação das necessidades até o descarte deste. A segunda linha é quanto ao processo de desenvolvimento, no que se refere a multidisciplinaridade das atividades, formação e integração de equipes e simultaneidade das atividades. Outra visão rica em novos termos ou siglas, é quando se enfoca o meio computacional ou o uso do computador no processo de produção, onde se tem ferramentas como: CAE, CAD, CAM, CIM e FEA.

Infra-estrutura necessária

A estrutura para implantação da engenharia simultânea normalmente agrega três elementos principais: um ambiente organizacional bem estruturado, referente aos dados de produtos para o suporte ao desenvolvimento; uma estrutura de ferramentas, para o tratamento dos dados e integração do processo; tudo isso apoiado em um sistema informatizado. A seguir, são listadas algumas das características de uma estrutura bem montada de um ambiente integrado de projetos:

- distribuição e controle de dados pertinentes ao desenvolvimento;
- arquitetura cliente/servidor com múltiplos terminais;
- interações entre diferentes desenvolvimentos e estabelecimentos de suas interdependências;
- modelagens de processos dependentes e independentes para capacitar trabalhos paralelos e simultâneos;
- reação flexível a mudanças no processo de desenvolvimento bem como na organização deste;
- métodos comuns para execução de tarefas via o uso de interfaces;
- estruturação da capacidade da empresa no que se refere a organização de multi-projetos;
- sistemas de comunicação e integração;
- sistemas de segurança de dados;
- oferecer diferentes ferramentas através do uso de interfaces de integração;
- integração entre as várias ferramentas;
- atualização contínua de dados referentes a atividades de desenvolvimento para um efetivo acompanhamento e controle de dados;
- padronização da linguagem técnica usada pelos membros da equipe;
- armazenamento, controle e acesso de documentação oficial de produtos e projeto, do início do desenvolvimento até o final do ciclo de vida e;
- planejamento progressivo dos projetos, controle do progresso do desenvolvimento e auditoria deste.

4. CONCLUSÕES

A partir deste estudo pode-se fazer algumas considerações:

- A organização do ambiente empresarial é de extrema importância, portanto os aspectos de implementação citados, estratégias e áreas afetadas, devem ser priorizados.
- Para um sucesso maior, ou seja, para se atingir uma eficiência exigida atualmente, deve-se, também, apoiar o ambiente de desenvolvimento com as técnicas e ferramentas apresentadas e introduzir uma infra-estrutura necessária para que estas se tornem eficazes.
- A formação de um ambiente formado por times multidisciplinares é essencial ao sucesso de um ambiente integrado de projetos.

Portanto, pode-se chegar a conclusão de que a engenharia simultânea indica caminhos a serem seguidos para a formação de um ambiente de desenvolvimento de excelência, isto é, que proporcione alta qualidade dos produtos gerados por este, a um custo reduzido e no tempo adequado às pressões competitivas do mercado nas condições atuais.

5. REFERÊNCIAS

- Bullinger, H. -J. e Warschat, J., 1996, “Concurrent simultaneous engineering systems: the way to successful product development”, Springer-Verlag, London.
- Clausing, Don, 1994, “Total quality development: a step by step guide to world class concurrent engineering”, New York, ASME press.
- Clark, Kim B. et al., 1994, “How to integrate work and deepen expertise”, Harvard business review, setembro-outubro, pp. 121-130.
- Gupta, Ashok K. e Wilemon, David L., 1990, “Accelerating the development of technology based new products”, California management review, Winter.
- Branco, Márcio S. A., 1998, “Sistemática para o gerenciamento do processo de desenvolvimento de produtos num ambiente de engenharia simultânea”, dissertação de mestrado, curso de pós-graduação em engenharia mecânica, UFSC.

A IMPLANTAÇÃO DO JUST-IN-TIME EM EMPRESAS DA INDÚSTRIA METAL - MECÂNICA DO ESTADO DE SANTA CATARINA

Maurílio José dos Santos

Universidade Federal de Pernambuco, Centro de Tecnologia e Geociências, Departamento de Engenharia Mecânica, 53074-000 Recife, PE, Brasil: mjs@npd.ufpe.br

Resumo

Este artigo apresenta uma investigação da influência da cultura da empresa no just in time. A implantação do just in time nas empresas foi estudada em função das técnicas, procedimentos e filosofias de administração da produção que a empresa utilizando há pelo menos um ano. As características culturais da empresa foram estudadas por meio de um modelo de cultura organizacional. O estudo empírico foi efetuado em 10 empresas, de tamanho médio, da indústria de Estado de Santa Catarina. A pesquisa não encontrou uma relação direta entre a cultura organizacional e a implantação do just in time. Esta foi influenciada por outros fatores, sendo a existência de uma pessoa responsável pela implantação dessa filosofia

Palavras Chaves: Taylorismo, Fordismo, Just in Time, Cultura,

1. INTRODUÇÃO

As empresas industriais têm, de um modo geral, demonstrado uma preocupação com o desempenho competitivo das indústrias japonesas. E há um forte processo de mudança também aumentar sua eficiência. E isso tem feito com que elas procurem inovações organizacionais que as empresas japonesas utilizam. E isto tem levado essas empresas a utilizarem de forma intensa a filosofia da produção just in time. Isto é, as empresas japonesas, em sua grande maioria, não trabalham mais na forma tradicional de produzir denominada Taylorismo numa forma muito mais eficiente chamada just in time.

Portanto, para as empresas do ocidente, uma forma fácil de resolver esse problema é passar também a usar essa inovação organizacional. Entretanto, há no Brasil algumas considerações sobre as dificuldades da implantação dessa filosofia no Brasil. Muitas delas afirmativas de que esta forma de trabalhar só é aplicável se a nossa cultura não permite que essa filosofia seja aplicada em nosso país.

2. O TAYLORISMO-FORDISMO

A indústria como conhecemos teve seu início com a Revolução Industrial ocorrida no período de 1750 a 1850. A indústria pioneira no período foi a têxtil. Posteriormente surgiram outras, como a siderúrgica e a metalúrgica (Harding 1989). Esse processo foi seguido por países como os Estados Unidos e depois a Alemanha.

No tocante ao estudo e à pesquisa da administração da produção, o pioneiro nessa área foi o economista Adam Smith. Em 1776 ele escreveu o livro A

Riqueza das Nações, no qual mostrou as vantagens econômicas fundamentais trabalho.

Entre os vários estudos sobre o assunto, um que teve grande impacto industrial foi o do pesquisador americano Frederick Taylor. Este estudioso que em 1911 introduziu o conceito de administração científica na indústria. Ele iniciou a indústria como operário e depois continuou como engenheiro adotando uma metodologia de trabalho, muito diferente da que se utilizava até então. A administração científica, pregava uma divisão de responsabilidades e tarefas. Os empregados seriam responsáveis pela execução das tarefas e o treinamento das pessoas mais habilitadas para as tarefas. O operário deveria ter uma produtividade que seria fixada pela administração, e em compensação receber uma remuneração superior a que vinha recebendo (Brydon, 1989).

Além de Taylor, o pesquisador americano Henry Ford também tinha seu foco de estudo centrado no aumento da produtividade. Enquanto o primeiro trabalhou em várias empresas, Ford estudou a produtividade na fabricação de veículos.

Em 1913 conseguiu desenvolver um produto que pudesse ser fabricado na forma artesanal, mas num processo de manufatura como o que conhecemos hoje. Ele introduziu a produção em grandes quantidades (em massa) numa indústria que trabalhava por encomenda. Ford possibilitou essa inovação estabelecendo a montagem em movimento, mas, e principalmente, a segurança. (1992, p. 14),

"pela completa e consistente intercambialidade das coisas, e a troca delas entre si, é que essas inovações tornaram a

Essa forma de produção em massa passou a ser então o padrão de produção em termos mundiais. Ela passou a ser adotada por empresas dos mais diversos setores industriais. E a utilização das técnicas desenvolvidas por Henry Ford passou a ser denominada de Taylorismo.

3. A FILOSOFIA JUST-IN-TIME

Em 1949 a Toyota localizada na cidade de Toyota, no Japão, estava passando por grandes dificuldades financeiras e solicitou recursos financeiros para seus bancos. Segundo (1990), os financistas concordaram em fornecer o empréstimo que Toyota precisava desde que atendesse às seguintes exigências:

- constituisse uma empresa para efetuar a distribuição e comercialização dos veículos que funcionasse de forma autônoma.
- demitisse grande número de funcionários, a fim de reduzir custos.
- só fabricasse os veículos que a empresa de distribuição tivesse vendendo (produção às vendas).

A implantação dessas recomendações fez nascer uma filosofia de manufatura denominada Just-in-Time a qual Schomburg (1984) deu a seguinte definição:

"A empresa deve produzir apenas o que precisa para atender aos clientes, e não fazer estoque. Ela deve fazer peças e montar veículos a tempo de entrega, e não adquirir materiais apenas a tempo de produção em peças fabricadas".

4. A CULTURA DA EMPRESA

A cultura da empresa vem sendo utilizada para explicar fenômenos que empresas, bem como para resolver os seus problemas. Ela tem recebido, década, uma grande atenção dos estudiosos das organizações. Tal fato foi constatado pelo grande sucesso de público e crítico de *Deitch & Kennedy's study of corporate culture* (1982) e *Pascale's The Art of Japanese Management* (1982). Waterman (*Vencendo a Crise*, 1981) e *Teoria Z*, (1986).

Segundo Schein (1989, p. 16)

"a cultura é uma noção pertinente na medida que permite compreender o funcionamento das organizações e resolver os seus problemas, coisas em que outras abordagens são ineficazes".

Neste trabalho, entre as variáveis da empresa encontradas na literatura foi escolhida a da corrente comportamental. Edgar Schein a define que: "Cultura Organizacional é o conjunto de pressupostos básicos que um indivíduo descobre ou desenvolve para lidar com os problemas de adaptação de integração interna e que funcionaram bem o bastante para serem ensinados aos membros, como a forma correta de perceber, pensar e sentir em relação aos problemas" (Schein, 1991, p. 9)

Para explicar a sua definição Schein elaborou um modelo com três níveis: artefatos, valores e pressupostos básicos, o qual está apresentado

ARTEFATOS E CRIAÇÕES

Tecnologia

Arte

Padrões de comportamento visuais e auditivos

VALORES

Testáveis no ambiente físico

Testados somente por consenso social

PRESSUPOSTOS BÁSICOS

Relacionamento com o ambiente

Natureza da realidade, tempo e espaço

Natureza da natureza humana

Natureza da atividade humana

Natureza dos relacionamentos humanos

5. METODOLOGIA

A pesquisa foi elaborada com a finalidade de verificar se havia alguma implantação de cultura existente na empresa.

O maior ou menor sucesso da implantação foi medido em função das técnicas, filosofias e procedimentos de administração utilizados para apoiar como: redução de estoques, eliminação de desperdícios, células de manufatura rápida de resposta, redução de lead time, controle total da qualidade, círculos de qualidade, auto controle da qualidade e kaizen. Sendo por esse critério níveis I, II, III e IV de sucesso. Quanto mais elementos a empresa tiver seria sua classificação na citada tipologia.

O conhecimento do nível de implantação foi obtido por meio de uma entrevista com os responsáveis pela implantação.

A leitura da pesquisa foi efetuada a partir de dois tipos de questionário aplicado exclusivamente a pessoas que trabalhavam na seção de manufatura e pessoas das demais seções.

Os questionários utilizaram a escala de pontos para pesquisar características culturais das empresas.

A pesquisa foi efetuada em cinco empresas situadas no Estado de Santa Catarina, de tamanho médio (com mais de 100 e menos de 500 empregados) e com processo de fabricação repetitivo, implantando a filosofia há mais de um ano.

6. O ESTUDO COMPARATIVO DE CASOS

Foram pesquisadas três empresas mecânicas, com 202, 300 e 421 empregados e duas empresas metalúrgicas, com 262 e 356 empregados. Essas empresas produzem produtos: compressores, furadeiras, relógios, tornos, fresadores, guias, sedes de válvulas, discos de freios, silenciosos para automotores, produtos laminados e produção de tubos, perfis e longarinas.

Das cinco empresas pesquisadas, nenhuma tinha implantado todos os procedimentos de administração da produção que atingiam um nível alcançado o nível III, duas o nível II, uma o nível I e depois tinha abandonado essa inovação.

6.1. OS ESTÁGIOS DA IMPLANTAÇÃO DA FILOSOFIA JUST-IN-TIME

As empresas pesquisadas apresentaram os seguintes comportamentos:

A Empresa de Nível III

Implantou: eliminação de desperdícios; células de manufatura; troca rápida de ferramentas; redução do lead time; autocontrole de qualidade e kaizen.

As Empresas de Nível II

A Empresa A

Implantou: redução dos estoques; eliminação dos desperdícios; troca rápida de ferramentas (parcial) e redução do lead time.

A Empresa B

Implantou: redução dos estoques; eliminação dos desperdícios; células de manufatura (parcial); kanban (parcial) e autocontrole de qualidade.

A Empresa de Nível I

Implantou: redução de estoques; células de manufatura (parcial); troca rápida de ferramentas (parcial); autocontrole de qualidade (parcial); kaizen.

A Empresa de Nível Zero

Iniciou a implantação de eliminação de desperdícios e de células de manufatura, abandonou (fracassou na implantação).

6.2. AS CARACTERÍSTICAS CULTURAIS DAS EMPRESAS

Para investigar a influência da cultura empresarial na implantação, foram utilizadas perguntas norteadoras. Elas tiveram como base o código de Edgar Schein, ou seja: Os artefatos e Criações, os Valores e os Pressupostos. As perguntas estão apresentadas a seguir:

A primeira foi: Qual a influência das características culturais class. categoria artefatos e criações no nível de implantação do time?

Para saber a resposta desta pergunta, investigação feita nesta categoria de cultura, as seguintes afirmativas eram verdadeiras ou falsas

A empresa utiliza de forma eficiente o seu espaço físico. A e instalações extremamente As pessoas da empresa têm um comportamento aberto e comunicam-se de forma intensa. Os chefes e subordinados trabalham no mesmo espaço físico. Os chefes e subordinados trabalham num ambiente físico separado.

Os dados mostraram que

A empresa com nível III de implantação apresentou a presença favoráveis à implantação. Uma das empresas de nível II teve apenas um elemento presente. Logo, neste item do modelo de cultura, não houve confirmando a pergunta norteadora, isto é, a cultura não influenciou a implantação.

A Segunda pergunta foi: Qual a influência das características culturais classificadas na categoria valores no nível de implantação do time?

Da mesma forma que na primeira pergunta, aqui foi feita uma investigação da categoria da cultura, para saber se as afirmativas eram verdadeiras ou falsas.

A empresa procura constantemente motivar seu empregados para todas as atividades. A empresa incentiva seus empregados a se interessarem pela qualidade de direção da empresa demonstrando interesse nas novas técnicas, procedimentos e filosofia de administração da produção. As técnicas, procedimentos e filosofias de produção foram implantadas num momento em que a empresa estava com dificuldades para vender seus produtos. As técnicas, procedimentos e filosofias de administração foram implantadas por exigência dos clientes. O gerente de produção aceita e incentiva os empregados nas novas técnicas, procedimentos e filosofias de administração.

Os dados mostraram que:

A empresa de nível III apresentou a presença de oito elementos. Uma empresa de nível II teve quatro elementos presentes, e a outra empresa de nível I teve oito elementos presentes. A empresa que abandonou teve cinco elementos presentes. A outra empresa de nível III teve cinco elementos presentes.

Também neste caso a implantação não foi influenciada pela presença dos elementos da categoria valores.

A terceira pergunta foi :

Qual a influência da presença das características culturais classificadas pressupostos básicos no nível de implantação do time?

Fazem parte dessa categoria as seguintes afirmativas:

Os empregados participam das decisões que lhes afetam. A empresa só decide conseguir a concordância de todos os envolvidos na decisão. As pessoas, detestam o trabalho. O controle exercido pela chefia e a ameaça de punição são meios de estimular o trabalho em vista aos objetivos da empresa. Uma pessoa sob condições adequadas, tanto a aceitar responsabilidades como a procurar são mutáveis e passíveis de procurar a perfeição.. A informação e a habilidade em todos os níveis, são relevantes para o desempenho da empresa. A empresa toma decisões estratégicas analisando suas conseqüências a longo prazo. Os empregados não percebem a existência de ameaças à sobrevivência da empresa. A empresa vive de uma maneira que, trabalhando, ela procura sempre se antecipar aos fatos. Os empregados confiam na empresa. A empresa procura viver em harmonia com seus ambientes econômico e tecnológico e social. A empresa conhece as oportunidades do ambiente.

A análise dos dados mostrou que:

A empresa de nível III de implantação teve a presença de oito elementos. A empresa de nível II apresentou a presença de quatro elementos. A empresa de nível I teve a presença de dois elementos. A empresa que desativou a implantação teve a presença de um elemento. A outra empresa de nível II teve a presença de cinco elementos.

O comportamento das empresas não ocorreu no sentido de quanto maior o nível de implantação, maior o número de elementos.

7. CONCLUSÕES

A investigação da implantação em três níveis mostrou uma relação direta entre a cultura da empresa e as características mais propícias para o sucesso. Entretanto, os dados pesquisados permitiram detectar a existência de uma cultura que favorece a implantação. As 3 (três) empresas que possuem esses elementos tiveram um maior nível de sucesso na implantação e as 2 que não possuem, uma fracassou e outra teve um menor nível de sucesso. Esses resultados são os seguintes:

- a) Coerência entre valores (teoria exposta) e pressupostos básicos
- b) Os empregados não perceberam a empresa como autoritária.
- c) Havia uma pessoa gerenciando e se envolvendo com a implantação do just in time

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- . Coriat, Benjamin, 1990, "Penser à L'envers", Christian Burgois Éditeur, Paris.
- . Deal, Terrence E and Kennedy, Allen, 1982. "Corporate Cultures: The Rites and Rituals of Corporate Life", Addison-Wesley Publishing Company Inc. Massachusetts USA
- . Dean, Phillis., 1982, "A Revolução Industrial". Rio de Janeiro, Zahar Editores, Rio de Janeiro, Brasil, 348 p.

- . Ford, Henry, 1954, "Uma Nova Obra". In: Ford, Henry. "Os Princípios da Prosperidade" Ed. Freitas Bastos. Rio de Janeiro e São Paulo, Brasil
- . Harding, H.A, 1989, "Administração da Produção". Ed. Atlas, São Paulo,
- . Ouchi, William., 1986, "Teoria Z: Como Podemos Melhorar o Desafio Japonês". São Paulo, Brasil.
- . Pascale, Richard Tanner, Athos, Anthony G. 1982. "As Artes Gerenciais". Record Rio de Janeiro, Brasil.
- . Peters, Thomas and Waterman Jr., Robert H., 1983,. "Vencendo a Crise: Bom Senso Empresarial Pode Superar a Crise". São Paulo, Brasil.
- . Schein, Edgar H. 1984. "Coming to a new awareness of Organizational Culture". Sloan Management Review. Winter .
- . Schomberger, Richard J,. 1984, "Técnicas Industriais Japonesas: O Segredo da Simplicidade". São Paulo: Pioneira.
- . Taylor, Frederick Winslow, 1989, "Princípios de Administração Científica". São Paulo, Brasil.
- . Thèvenet, Maurice, 1989, "Cultura de Empresa: Auditoria e Mudança", Portugal
- . Womack, James P., Jones, Daniel T. and Ross, Daniel, 1992, "A Máquina do Mundo", Ed. Campus, Rio de Janeiro, Brasil, 347p.

MISTURAS DIESEL-ÁLCOOL-ÓLEO DE RÍCINO COMO UM COMBUSTÍVEL ALTERNATIVO PARA MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO.

Eduardo Gagliuffi Peralta

José Guilherme R. R. Bastos

Cleiton Rubens Formiga Barbosa

Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Centro de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 59.072-970, Natal, RN, Brasil. E-mail: eduardo@dem.ufrn.br

Resumo

O presente trabalho tem como propósito avaliar algumas características das misturas ternárias de diesel-álcool-óleo de rícino, onde este último é utilizado como co-solvente, visando sua utilização em motores de ignição por compressão. As misturas foram obtidas por processos simples, misturando-se em um mesmo recipiente, quantidades conhecidas dos componentes. Em uma primeira fase, foram preparadas soluções com variados teores de álcool no óleo de rícino, para determinação das características da mistura. Numa segunda fase, adicionou-se para cada solução óleo de rícino-álcool, a quantidade de óleo diesel que proporcionasse completa solubilidade da mistura. As misturas ternárias foram caracterizadas e comparadas com as propriedades do óleo diesel padrão. Os resultados obtidos sinalizam para a possibilidade de aplicação destas misturas ternárias como combustíveis alternativos em motores de ignição por compressão, sem modificações, podendo ser adotadas em regiões com disponibilidade dos componentes da mistura.

Palavras-chave: Misturas ternárias, Diesel alternativo, Combustível renovável, Combustível alternativo.

1. INTRODUÇÃO

Várias pesquisas têm sido direcionadas para o alcance de soluções convenientes na substituição de combustíveis derivados do petróleo por alternativas de produção mais simples e, principalmente, renovável de origem vegetal. A necessidade de se buscar essas alternativas, induz a necessidade de investimentos em estudos de combustíveis alternativos. Novamente, o caminho é o álcool, que produz energia limpa e renovável. Estudos apontam cada vez mais a viabilidade desse combustível puro ou em mistura, como no caso particular deste estudo, com o combustível diesel.

Diversas pesquisas com misturas álcool-diesel foram desenvolvidas nas décadas de 70 e 80, em diversos países, entre os quais o Brasil, e avaliou-se alternativas tais como soluções, emulsões, alimentação multicomcombustível, ignição através de aceleradores, ignição assistida com vela incandescente, fumigação etc. Nos últimos anos o chamado diesel “ecológico” voltou a ser testado e as demonstrações de viabilidade seguem em continuidade.

Uma das dificuldades na aplicação deste tipo de alternativa é a baixa solubilidade do etanol em óleo diesel, fato que impede a utilização de misturas com teores acima de aproximadamente 5% de etanol (Andrade, 1986).

As pesquisas que procuram aumentar a capacidade de solubilização do álcool em óleo diesel, despertam interesse sob os seguintes aspectos:

- a) Se consolidaria uma nova fonte consumidora para os excedentes de álcool etílico;
- b) Consiste em uma solução para substituição de uma parcela do óleo diesel;
- c) Os níveis de emissões atendem melhor ao estabelecido pelos órgãos de controle ambiental.

Uma das formas de aumentar a solubilidade do álcool no diesel é utilizando-se de uma terceira substância (misturas ternárias) que, agindo como co-solvente, possibilitasse teores de misturas mais elevados (França *et al.*, 1984). Estes co-solventes têm que apresentar propriedades que permitam solubilização no álcool e no diesel. Dentre algumas alternativas de utilização de co-solventes, este trabalho apresenta o óleo de rícino, que além de sua disponibilidade local, é de origem vegetal, viável e sustentável em termos sócio-econômicos.

2. CONSIDERAÇÕES GERAIS

A solubilidade de uma substância em um solvente tem como fatores preponderantes a temperatura e a estrutura química dos solventes e solutos.

O óleo diesel solubiliza álcool etílico anidro em quantidades variáveis que dependerão da sua composição hidrocarbônica, pois este se constitui como um produto comercial de composição química variável. Desta forma, o estudo da solubilidade de álcool etílico em óleo diesel tem de vir precedido da análise deste óleo, pois desta maneira, ter-se-á meios de interpretar seus resultados (Andrade, 1986).

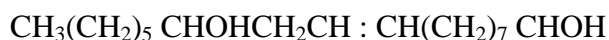
Nos líquidos hidrófilos a água é um grande inconveniente, pois alteram a solubilidade em pequenas quantidades, principalmente se um dos líquidos for apolar e o outro polar higroscópico, como no caso do óleo diesel e álcool etílico, respectivamente.

De acordo com França *et al.* (1984), o óleo diesel possui capacidade de solubilizar de 5 a 7% de álcool etílico. O óleo de rícino é totalmente solúvel no álcool.

2.1 Propriedades do óleo de rícino

O óleo de rícino é o principal produto da industrialização da semente ou baga de mamona. A mamoeira (*Ricinus Comunnis L.*), também conhecido como carrapateira, mamona, rícino, palma-cristo, bafureira e baga, é produzida em maior escala na região Nordeste, onde se destaca a Bahia como o maior produtor nacional da atualidade. Na Inglaterra e nos Estados Unidos é denominada de “*castor beans*” e “*castor seed*”. O teor de óleo na planta é de 43 a 45% (Carioca & Arora, 1984). O óleo de rícino caracteriza-se por ser um líquido estável e não tóxico a temperatura ambiente.

O principal ácido graxo componente do óleo de rícino é o ácido ricinoléico ou 12-hidroxi-9-octadecenóico, cuja fórmula é:



Contém um grupo hidróxilo que possivelmente forma um campo de elétrons que protege a dupla ligação, uma estrutura incomum entre os ácidos graxos existentes em óleos vegetais, tornando desta forma o óleo de rícino muito versátil como base para uma série de produtos. Além de ser encontrado praticamente puro na natureza, o óleo de rícino é ainda uma fonte rara de ácido hidroxilado e insaturado.

Devido à sua composição e privilegiada estrutura, o óleo de rícino é o melhor óleo para fins industriais, pois não muda as suas características em altas ou baixas temperaturas e também em variações bruscas de temperatura, razão do seu emprego imprescindível na aeronáutica, como lubrificante de alta pressão e aditivos para tanques de combustíveis. Distingue-se dos outros óleos pela sua alta viscosidade, densidade específica e valor de acetil.

O óleo de rícino é solúvel em álcool e apresenta pouca solubilidade em derivados do petróleo (Ayyappath, 1998). Além disso, o óleo de rícino é um excelente lubrificante e é carburante em motores diesel.

A Tabela 1 apresenta algumas características físicas e químicas do óleo de rícino.

Tabela 1. Características do óleo de rícino “*in natura*”.

CARACTERÍSTICAS DO ÓLEO DE RÍCINO	
Estado físico	Líquido
Ponto de solidificação (°C)	-10
Densidade, 25°C (kg/m ³)	950 a 970
Viscosidade (St)	6 a 8
Solubilidade em água (20°C)	Insolúvel
Solubilidade em álcool (etanol)	Completa
Ponto de fulgor (°C)	229
Auto-ignição (°C)	448

O óleo de rícino, na sua forma “*in natura*”, apresenta-se como um combustível alternativo, uma vez que sua obtenção requer um menor número de processos de fabricação partindo das oleaginosas.

Além disso, o óleo de rícino apresenta aspectos positivos quanto à sua propriedade de lubricidade, das quais podemos citar:

- a) Produz ótima lubrificação;
- b) Permite temperaturas internas cerca de 100°C mais alta que qualquer sintético;
- c) Ótimo inibidor de óxido e corrosão.

A razão de compressão crítica, que se constitui como o grau mínimo de compressão que determina a auto-ignição do combustível, apresenta um valor de 14,2 para o óleo de rícino, valor superior aos 10,5 do óleo diesel.

2.2 Misturas álcool-diesel

Os motores diesel de alta razão de compressão, por apresentarem admissão de ar sem restrição e processo de combustão heterogênea, possibilitam a consecução final de liberação de energia mais eficiente, ao utilizar combustíveis alternativos, do que seria alcançado em motores de ICE.

Na utilização do álcool nos motores de ICO, devem ser considerados os seguintes aspectos (Engine Manufactures Association, 1982):

- a) Seu alto grau de octano (baixo índice de cetano), o faz difícil para uso em motores diesel;
- b) O seu alto calor latente de vaporização aumenta o efeito evaporativo de resfriamento;
- c) A baixa pressão de vapor à temperaturas baixas causam dificuldades na partida;
- d) Possui baixo ponto de fulgor e poder calorífico;
- e) Pode atuar como solvente e desta forma atacar os materiais utilizados nos sistemas de combustíveis projetados para o uso de diesel;
- f) O álcool é completamente solúvel na água, o que em caso de contaminação, absorverá o conteúdo causando separação de fase quando misturado com outro combustível.

Dentre as características que fazem do álcool um candidato atrativo para o uso em motores diesel, podemos citar:

- O álcool não fornece os componentes iniciais necessários à formação de anéis aromáticos, sobre a qual a formação de fuligem é iniciada, nem as espécies acetilênicas, que contribuem para o seu crescimento (Gjirja *et al.*, 1998);

- Apresenta níveis de emissões (HC, CO, material particulado) abaixo do produzido pelos motores diesel, o que o caracteriza como combustível “limpo”.

A adição de álcool ao diesel na forma de soluções ou emulsões, diminuem o índice de cetano do combustível (Adelman, 1979). A utilização de aditivos especiais, a adequação dos combustíveis e configurações compatíveis do motor, tem sido objetos de análises no sentido de suplantarem estas deficiências.

Uma vez que os álcoois são mais polares, estes rejeitam em se misturar bem com o combustível diesel. O diesel contém pequenas quantidades de componentes hidrocarbonos, tais como aromáticos, que podem atuar como solubilizadores, mas em quantidades muito pequenas que não auxiliam o bastante. Desta forma um solubilizador tem que ser usado para total mistura estável, ou seja, uma solução ou emulsão (Weidmann & Menrad, 1984).

O máximo conteúdo de álcool de uma mistura é limitada não apenas pelo desempenho de ignição, mas também pelas condições de viscosidade e poder calorífico. Como consequência do teor de álcool, o calor latente de vaporização das misturas de combustível é certamente acima daquela correspondente ao combustível diesel puro.

Uma das alternativas para aumentar a solubilidade do etanol em óleo diesel, é utilizar-se de uma terceira substância que, agindo como co-solvente, possibilitasse teores da mistura na ordem de até 40%.

A utilização de óleos vegetais, no caso específico do óleo de rícino, como co-solvente, aparece como uma alternativa devido às seguintes condições:

- Apresenta viscosidade superior ao diesel;
- O poder calorífico se apresenta a um valor próximo ao diesel;
- O óleo de rícino é insolúvel em água;
- É completamente solúvel no álcool;
- É um excelente lubrificante.

Desta forma a adição do óleo de rícino à mistura álcool/diesel, tende a elevar o número de cetano da mistura e melhorar a sua qualidade de ignição.

3. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para o experimento, foram utilizados os seguintes componentes com as seguintes características fornecidas pelos fabricantes:

- Óleo diesel : comercial, de classificação do tipo D, conforme o estabelecido pela Agência Nacional de Petróleo (ANP), através do Departamento Nacional de Combustíveis (DNC), em sua portaria nº 032 de 04 de agosto de 1997
- Álcool etílico anidro : comercial, de classificação conforme Portaria nº 23 de 29.10.1999 do Departamento Nacional de Combustíveis (DNC), da Agência Nacional de Petróleo (ANP);
- Óleo de rícino : comercial, na forma “*in natura*”.

Os componentes da mistura foram caracterizados a fim de confirmar as informações dos fabricantes, e se obteve as propriedades apresentadas na Tabela 2:

Tabela 2. Caracterização individual dos componentes da mistura ternária.

	Diesel	Álcool	Óleo de rícino
Massa específica (g/cm ³ a 20°C)	0,880	0,790	0,967
Viscosidade (SSU a 37,7°C)	39	30	1430
Poder Calorífico Inferior (kcal/kg)	10.170	6.400	8.780
Temperatura de auto-ignição (°C)	254	550	445

Foi realizado o perfil de destilação do óleo diesel, a fim de caracterizá-lo, e se obteve a curva apresentada na Figura 1.

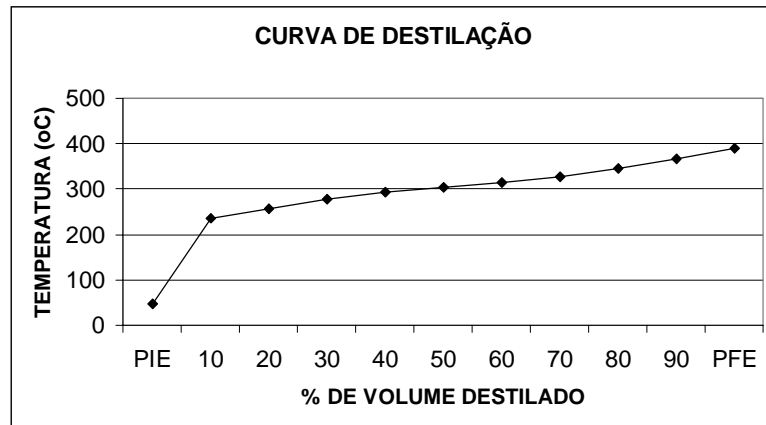


Figura 1. Curva de destilação do óleo diesel.

3.1 Variação da viscosidade do álcool etílico com adição de óleo de rícino

Em motores diesel, a variação da viscosidade do combustível exerce influência muito pronunciada sobre a forma do jato vaporizado. Viscosidades altas, por exemplo, causam baixa atomização enquanto em baixas viscosidades, perdas pelas bordas do êmbolo serão mais agravadas.

Assim, foram realizados testes de viscosidade Saybolt Universal a 37,7°C do álcool anidro com vários percentuais de óleo de rícino, em volume, a fim de se obter os valores próximos ao diesel padrão. Observou-se os resultados apresentados na Tabela 3.

Tabela 3. Variação de viscosidade da mistura álcool-óleo de rícino.

% de óleo de rícino no álcool (em volume)	Viscosidade (SSU a 37,7°C)
10%	39,0
20%	51,0
30%	62,0
40%	69,0
50%	74,0

Verificou-se que na proporção 10% de óleo de rícino e 90% de álcool, a viscosidade obtida foi a mesma do óleo diesel padrão (39 SSU).

3.2 Variação do poder calorífico com adição do óleo de rícino

O álcool etílico apresenta baixo poder calorífico; com a adição do óleo de rícino, este com poder calorífico de maior valor, espera-se obter um aumento do poder calorífico da mistura.

Foram levantados o poder calorífico inferior das misturas álcool-óleo de rícino e comparou-se com as características do óleo diesel padrão. Tomou-se as seguintes proporções, em volume:

- Mistura A : 10% óleo de rícino + 90% álcool;
 - Mistura B : 20% óleo de rícino + 80% álcool;
 - Mistura C : 30% óleo de rícino + 70% álcool.
- Os valores obtidos são apresentados na Figura 2.

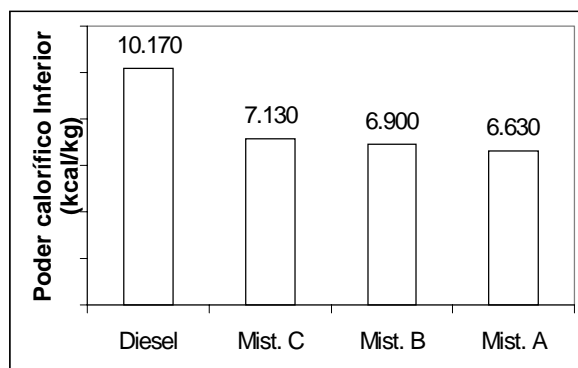


Figura 2. Poder calorífico das misturas álcool-óleo de rícino.

Verifica-se que, conforme esperado, a adição de óleo de rícino aumenta de forma gradativa o poder calorífico do álcool. A mistura A, anteriormente selecionada como mistura padrão pela viscosidade, apresentou um poder calorífico inferior de 6.630 kcal/kg, pouco superior ao do álcool (6.400 kcal/kg) e bem abaixo do diesel-padrão (10.170 kcal/kg).

Na análise das misturas óleo de rícino-álcool não houve necessidade de determinação de características de solubilidade, uma vez que o óleo de rícino é totalmente solúvel no álcool.

3.3 Determinação da solubilidade dos componentes da mistura ternária

Para verificar a solubilidade das misturas diesel-álcool-óleo de rícino, várias soluções foram preparadas, nas proporções descritas na Tabela 4, obedecendo a relação de viscosidade determinada no ensaio para a mistura álcool/óleo de rícino (90%-10%, respectivamente).

Tabela 4. Proporções das misturas ternárias (em volume).

	Diesel	Álcool	Óleo de Rícino
Solução 1	90%	9%	1%
Solução 2	80%	18%	2%
Solução 3	70%	27%	3%
Solução 4	60%	36%	4%
Solução 5	50%	45%	5%

As soluções ficaram em observação por um período de sete dias e selecionou-se aquelas nas quais não foi observada a separação. Durante este período, duas amostras de cada mistura foram colocadas sob temperatura ambiente (27°C) e outras à temperatura de 10°C. Nas amostras à temperatura ambiente, uma amostra permaneceu aberta e a outra fechada.

Verificou-se que todas as amostras apresentaram uma melhor solubilidade com a adição do óleo de rícino quando comparadas às mesmas proporções de soluções diesel-álcool. Apesar disso, apenas a solução 1 não apresentou visível separação de fase. Após isso, determinou-se a viscosidade e o poder calorífico das soluções 1 e 2, esta última apenas como referência.

3.4 Determinação do poder calorífico e viscosidade das misturas ternárias

De posse dos dados acima, foram levantados o poder calorífico e viscosidade das misturas ternárias selecionadas anteriormente e comparadas ao óleo diesel-padrão. Os resultados são apresentados na Figura 3 e Tabela 5.

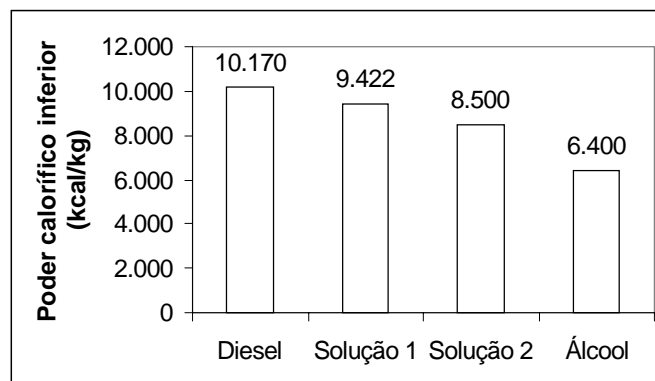


Figura 3. Poder calorífico das misturas ternárias selecionadas.

Tabela 5. Viscosidade das mistura ternárias x padrão diesel.

Soluções	Viscosidade (SSU a 37,7°C)
Diesel	39
Solução 1 (90%D, 9%A, 1%R)	39
Solução 2 (80%D, 18%A, 2%R)	39

4. CONCLUSÕES

A mistura ternária (diesel-álcool-óleo de rícino) se apresentou como um combustível alternativo interessante, uma vez que proporciona a substituição de uma parcela do óleo diesel pelo álcool etílico. Além disso, a utilização do óleo de rícino “*in natura*” atuando como co-solvente melhorou as características de poder calorífico e viscosidade da mistura, além de suprir a deficiência de lubrificidade causada pelo álcool. A determinação da melhor proporção da mistura ternária (90% diesel – 9% álcool – 1% óleo de rícino) permite a sua utilização no motor sem quaisquer modificações na sua versão original, uma vez que houve a preocupação em se manter as características da mistura próximas ao diesel padrão (a viscosidade influencia na atomização do jato e o poder calorífico no rendimento do motor). Cabe salientar a vantagem dos componentes álcool e óleo de rícino se constituírem em fontes de energia renováveis. A adição de 9% de álcool ao diesel, aumentaria o mercado nacional de álcool em aproximadamente 20%. A alternativa apresentada permite que a utilização desta solução possa ser adotada em função da disponibilidade dos componentes da mistura.

Ensaio dinâmico caracterizarão o desempenho do motor com a mistura ternária.

5. REFERÊNCIAS

- Adelman, H., 1979, “Alcohols in diesel engines – A review”, SAE paper 790956.

- Andrade, J. M. V., 1986, “Solubilidade de álcool etílico em óleo diesel”, In: Simpósio de Engenharia Automotiva, 3. , Brasília, 1986, pg. 718-734.
- Ayyappath, S., 1999, “Castor oil – Chemistry and applications”, *Paradigmas*, v.14, n.4, p. 51-57, jan-mar.
- Bandel, W.; Ventura, L. M., 1980, “Problemas na adaptação do etanol aos requisitos do diesel”, In: IV Simpósio Internacional Sobre Tecnologia dos Álcoois Como Combustível. *Anais*. Guarujá, São Paulo, IPT, v.2, p.583-589.
- Bermudo, A. ; Silvério, J. A., 1983, “Misturas binárias diesel-álcool”. In: I Simpósio de Engenharia Automotiva. *Anais*. Brasília, STI.
- Carioca, J. O. B. ; Arora, H. L., 1984, “Biomassa – fundamentos e aplicações tecnológicas”, UFC/BNB, Fortaleza-CE, 644p.
- Engine Manufacturers Association, 1982, “A technical assessment of alcohol fuels”, In: International Congress & Exposition. Detroit, Michigan. p. 65-101.
- França *et al.*, 1986, “Utilização de misturas diesel-etanol-butanol em motores de ignição por compressão”, In: Simpósio de Engenharia Automotiva, 3. *Anais*. Brasília, 1986, p. 503-513.
- Gjirja, S. ; Olsson. E. ; Karlström, A., 1998, “Considerations on engine design and fuelling technique effects on qualitative combustion in alcohol diesel engine”, SAE paper 982530.
- Murayama, T. *et al.*, 1982, “A method to improve the solubility and combustion characteristics of alcohol-diesel fuel blends”, SAE paper 821113.
- Santos, A. N.; Dodd, W. G.; Lena, J. C., 1983, “Diagramas de fase de misturas etanol-diesel”, In: I Simpósio de Engenharia Automotiva. *Anais*. Brasília, STI.
- Weidmann, K. ; Menrad, H., 1984, “Fleet test, performance and emissions of diesel engines using different alcohol-diesel fuel blends”, SAE paper 841331.

TENSÕES TÉRMICAS CÍCLICAS EM AÇO AISI 52100 AQUECIDO POR CHAMA GLP

João Telésforo N. Medeiros – jtelesforo@yahoo.com

UFRN, Departamento de Engenharia Mecânica - Natal - Rio Grande do Norte, Brasil

Aluno de Doutorado do Lab. de Fenômenos de Superfície – EPUSP - São Paulo, Brasil

Adelci Menezes de Oliveira – adelci@yahoo.com

Aluno de doutorado do Lab. de Fenômenos de Superfície – EPUSP - São Paulo, Brasil

Deniol Katsuki Tanaka - dktanaka@usp.br

Prof. Associado Doutor da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica

Laboratório de Fenômenos de Superfície – São Paulo, Brasil

Amilton Sinatora – sinatora@usp.br

Prof. Associado Doutor da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica

Laboratório de Fenômenos de Superfície – São Paulo, Brasil

Nelson Batista de Lima – nblima@net.ipen.br

Prof. Dr. do Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares – São Paulo, Brasil

Luis Gallego Martinez - lgallego@net.ipen.br

Pesquisador MSc. do Instituto de Pesquisas Energéticas e Nucleares – São Paulo, Brasil

Resumo

Este trabalho propõe-se a investigar as tensões térmicas que definem o comportamento mecânico da superfície e subsuperfície de alguns materiais sob o efeito de um dado campo térmico cíclico. Foi construído um equipamento para manter seis amostras fixas a um rotor de 150 mm de diâmetro, girando a 3 rpm, entre uma fonte quente – uma tocha de gás GLP e uma fonte fria – gotejamento de água à temperatura ambiente. A temperatura da superfície frontal (submetida à ação da tocha), em cada amostra, variou de 1253 K a 373 K, enquanto na face de trás variou de 833 a 393 K, gerando tensões térmicas durante cada ciclo. As amostras foram cortadas de dois tarugos de 152,4 mm de diâmetro de 5 mm de espessura, de aço AISI 52100, com superfícies retificadas. Um desses tarugos foi resfriado rapidamente de 1123 K a 493 K, num banho de sais e revenido em 443 K (S). De cada tarugo (R) e (S) foram extraídas, por eletro-erosão, três amostras com 14,8 mm de diâmetro e 5 mm de espessura. Seis amostras foram ensaiadas ciclicamente, com finalidade de garantir um carregamento térmico uniforme entre todas elas, e garantir as mesmas condições ambientais. Tensões residuais foram medidas antes e após a ciclagem térmica, por difração de raios-X, usando a técnica $\sin^2\psi$. Para as amostras não tratadas termicamente (R), os valores iniciais de tensão estavam no nível de -228 ± 20 Mpa e os valores finais estavam no nível de -122 ± 21 Mpa, após 1305 ciclos e, para amostras tratadas (S), a tensão inicial era -210 ± 11 Mpa e o valor final era -44 Mpa, após 2500 ciclos. A tensão residual foi reduzida de 0,032% por ciclo para amostras (S), enquanto para as amostras (R) a redução foi bastante irregular. Microtrincas na matriz e camada de óxido foram observadas após 1305 (R) e 2500 ciclos (S).

Palavras-chave: *Aço AISI 52100 - Ciclagem térmica, Tensão residual, dano superficial.*

INTRODUÇÃO

Uma peça, componente ou equipamento submetido a um campo de temperatura que varia ciclicamente provoca no material de que é constituído um estado cíclico de tensões, muitas vezes intensificado por um carregamento mecânico adicional. Coffin (1954, 1976) e Manson (1953, 1966) estudaram esse tipo de problema, formalizaram-no e levantaram questões relativas ao comportamento termomecânico dos materiais.

A imposição de uma falha em um material no *primeiro ciclo* de tensão térmica é definida por Manson (1953), segundo Spera (1976), como *choque térmico*, enquanto a *fadiga térmica* necessita de ciclos repetidos de tensão térmica até a falha. A fadiga térmica é dita *oligocíclica* ou de *baixo ciclo* quando a falha ocorre, no máximo, entre 10^3 a 10^5 ciclos.

A Figura 1 apresenta uma configuração típica de fadiga térmica de uma superfície de aço AISI 52100 mecanicamente confinada e termicamente danificada, ensaiada em máquina disco-disco no LFS (Laboratório de Fenômenos de Superfície), onde se pode ver a existência de trincas em várias direções.



Figura 1 - Malhas características de fadiga térmica no fundo de uma falha tipo *spalling* de uma superfície de aço AISI 52100 (DIN 100 Cr 6). Imagem obtida por microscopia eletrônica de varredura (elétrons secundários). 1.000 X.

Este trabalho se propõe a investigar as tensões térmicas que definem o comportamento mecânico da superfície e subsuperfície de alguns materiais sob o efeito de um dado campo térmico cíclico, bem como medir a evolução das tensões residuais desenvolvidas.

EQUIPAMENTO PARA CICLAGEM TÉRMICA

Desenvolveu-se um equipamento de ciclagem térmica de baixo custo que proporcionasse condições de repetibilidade aos corpos-de-prova (C.P.) ensaiados ao utilizar um maçarico GLP como fonte quente e água ou ar como fonte fria, cujos C.P. pudessem ter os espectros de sua história cíclica de tensões residuais analisados por difração de raios-X. O rotor porta-C.P., que gira a 3 rpm, é acionado por um motor de 2 W. Cada conjunto de seis C.P. em forma de disco (diâmetro 14,8 mm, altura 5 mm) é ensaiado simultaneamente. A Figura 2 apresenta a versão original do equipamento desenvolvido.

Assegura-se, assim, homogeneidade de condições solicitantes em cada ensaio de um lote de seis C.P. - o meio-ambiente, o campo de temperatura, a umidade relativa do ar, o material - permitindo-se, assim, avaliar a tendência central e a dispersão dos resultados obtidos em um mesmo lote. Os C.P. são fixados e distribuídos circunferencialmente na extremidade de um disco de seis polegadas, distando 60 graus um do outro.

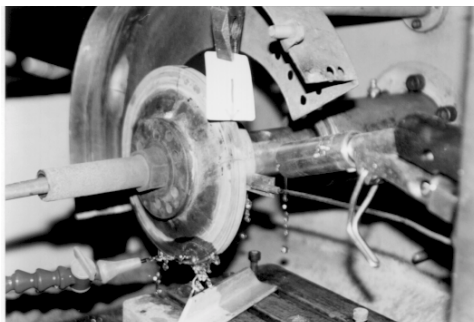


Figura 2 – Equipamento para ciclagem térmica.

MEDIÇÃO DE TEMPERATURA NAS FACES DE UM CORPO-DE-PROVA

Há um campo de temperatura na superfície de cada face dos C.P. cuja caracterização, no tempo, não é trivial. A idéia intuitiva é utilizar-se um sistema sem contato para essa medida, tipo pirômetro ótico ou termômetro infravermelho. Entretanto, como os medidores disponíveis geralmente não medem a temperatura pontual, mas de uma região circular de diâmetro da ordem de 20 mm, optou-se pela utilização de termopares de cromel-alumel.

A fixação dos termopares em um sistema de C.P. girando solidariamente a um rotor foi etapa que demandou um procedimento experimental composto de:

- 1) Um sistema de medidas, com aquisição de dados de temperatura por dois termopares ligados a um microcomputador;
- 2) Um sistema de soldagem a ponto, unindo um termopar cromel - alumel a cada uma das faces de um C.P. em forma de disco, por meio de descarga elétrica de circuito capacitivo.

Uma vez soldados ao centro de cada superfície de um corpo-de-prova, levantaram - se duas famílias de curvas de temperatura, apresentadas na Figura 03:

- a) A da esquerda, em que as fontes quente e fria eram constituídas, respectivamente, por um maçarico GLP e água gotejando (2 gotas / C.P. / ciclo) - usada neste trabalho;
- b) A da direita, cujas fontes eram, respectivamente um maçarico GLP e ar inflado por uma ventoinha.

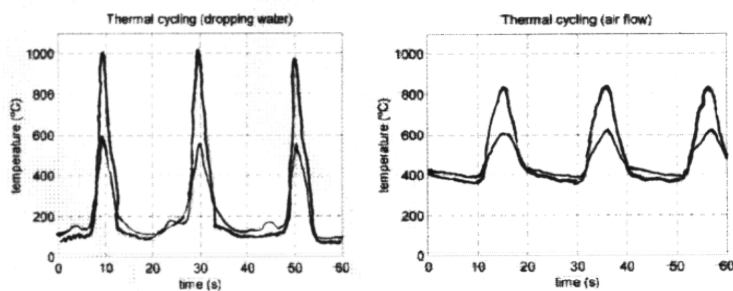


Figura 3 - Perfis de temperatura de um corpo-de-prova durante três ciclos térmicos sob duas condições diferentes: **a)** água gotejando (esquerda) **b)** ar insuflado (direita)

Os termopares utilizados foram calibrados entre os pontos tríplice e de evaporação da água, apresentando nessa faixa de temperatura um erro máximo de 1%, o que permite que se estime um erro de fundo de escala inferior a 5% para as medidas apresentadas na Figura 03.

CAMPO DE TEMPERATURA E ESTADOS DE TENSÃO NO CORPO-DE-PROVA

Após analisadas as curvas de variação de temperatura, optou - se, neste trabalho, pela ciclagem térmica com aquecimento por um maçarico GLP e resfriamento por água gotejando no C.P. . Tal decisão foi tomada em função das seguintes razões:

- 1) As faixas de temperatura obtidas para as faces anterior e posterior do C.P. asseguram amplitudes de ciclos térmicos variando de, respectivamente, 373 a 1253 K e 373 a 833 K, em cada ciclo de 20 segundos de duração;
- 2) À temperatura máxima, a água gotejando proporciona um gradiente térmico entre as faces anterior e posterior de 420 K, enquanto, sob ar insuflado, esse valor é de 220 K;
- 3) Durante cerca de 1 s, à faixa de temperatura entre 1073 e 1253 K e à taxa de 653 K/s, é muito provável que uma pequena região da face anterior dos C.P. de aço AISI 52100 austenitiza-se (segundo o Metals Handbook, 9th ed, v.4, p. 29, o aço AISI 52100 temperado em água austenitiza-se entre 1048 e 1073 K);
- 4) A face posterior [à faixa entre 763 e 833 K], por sua vez, não atinge a temperatura de austenitização e a estrutura martensítica se decompõe em martensita revenida, uma estrutura de carbonetos finos em ferrita, segundo Brooks (1992: 114-118);
- 5) Após cada ciclo de resfriamento com água, frações volumétricas de regiões austenitizadas da face anterior dos C.P., resfriadas a 633 K/s, transformar-se-ão em regiões martensíticas abaixo da linha de início de formação de martensita (Ms).

Como o diâmetro da chama é da mesma ordem de grandeza da área frontal do C.P., admite-se que a chama atinja simultaneamente toda a sua parte frontal.

Eventuais descarbonetações promovedoras de deformações (e tensões) variáveis durante um ciclo são desconsideradas, face à fonte de carbono presente no combustível utilizado, o GLP e, portanto, na atmosfera circundante em torno de cada corpo-de-prova.

O aço AISI 52100 utilizado continha inclusões, destacando-se carbonetos, sulfetos e carbossulfetos. Ao longo da ciclagem térmica, as microtensões locais decorrem dos coeficientes de dilatação e condutibilidade térmicas distintos. Após tratamento térmico, registrou-se dureza entre 58 e 62 Rockwell C.

Baseado na Figura 3 e admitindo como hipótese simplificadora que o C.P. é formado por uma sucessão de discos micrométricos constituídos por uma única fase, cada disco caracterizado por uma isoterma $\theta (z, \tau)$, função do espaço-tempo (z, τ) , a condição de unidimensionalidade do gradiente térmico fornece uma tensão axial no centro do corpo-de-prova, $\sigma_{ax} (\tau) = \sigma_{zz} (\tau)$, [MPa] cuja magnitude pode ser calculada em qualquer instante de tempo (τ) por

$$\sigma_{zz} (\tau) = E(\theta). \alpha. \Delta\theta (\tau) / (1 - \nu) \quad [1]$$

onde $E(\theta)$ [MPa] é o módulo de elasticidade longitudinal dependente da temperatura (θ) , α é o coeficiente de expansão volumétrica [K^{-1}], $\Delta\theta (\tau)$ [K] é o gradiente de temperatura entre as faces anterior e posterior do corpo-de-prova e ν , o coeficiente de Poisson. Admitindo-se $E(\theta) = 1,73 \times 10^{11}$ MPa, $\alpha = 2,2 \times 10^{-5} K^{-1}$, $\nu = 0,3$ e os valores de $\Delta\theta (\tau)$ [K] medidos experimentalmente, obtiveram-se os valores da Tabela 1 para $\sigma_{zz} (\tau)$.

No Metals Handbook, 9th ed, v.1, p. 680, o limite de resistência à tração do aço AISI 52100 temperado e revenido é de 2,0 GPa (518 HBN). Às altas temperaturas, esse valor diminui e, após N ciclos, em que a resistência à fadiga diminui, o acúmulo de deformações elásticas ϵ_e , plásticas ϵ_p e devido à fluência ϵ_f podem levar a microtrincas locais.

Tabela 1 - Valores medidos da temperatura no centro das faces anterior e posterior do corpo-de-prova e calculados para a tensão axial em um ciclo térmico (chama GLP - água gotejando)

Tempo em um ciclo (s)→	0 s	8 s	9 s	10 s	11 s	12 s	20 s
Temperatura da face anterior [K]	373	573	873	1253	893	483	373
Temperatura da face posterior [K]	393	473	693	833	713	493	293
$\sigma_{zz}(\tau)$ [MPa]	- 49,4	0	+444,9	+1038	+444,9	- 24,7	- 49,4
$\Delta\sigma(\theta)$. [MPa]	- 8	0	+ 72	+ 168	+ 72	- 4	- 8

Xu *et al.* [1996] calculam a tensão de fluência do material, $\sigma(\theta)$, à temperatura (θ) como

$$\sigma(\theta) = \sigma_0 - \alpha_{\sigma} \cdot \Delta\theta \quad [2]$$

onde σ_0 é a tensão de fluência do material à temperatura ambiente, $\alpha_{\sigma} \cdot \rho \cdot c / \lambda = 0,4 \text{ MPa/K}$ (um valor médio de $\rho \cdot c = 3,6018 \times 10^6 \text{ J.m}^{-3} \cdot \text{K}$ e condutividade térmica $\lambda = 41,6 \text{ W.m}^{-1} \cdot \text{K}$).

Assim, a variação na tensão de fluência entre as faces anterior e posterior do corpo-de-prova, $\Delta\sigma(\theta) = \alpha_{\sigma} \cdot \Delta\theta = 0,4 \cdot \Delta\theta$ [MPa], é apresentada na última linha da Tabela 1.

Assim, ainda que o sistema de fixação dos C.P. não se constitua num sistema de confinamento mecânico externo que restrinja seus graus de liberdade, há microconfinamentos cíclicos no material, em cuja ordem de grandeza a hipótese clássica do contínuo da mecânica dos sólidos e o tratamento de tensões térmicas têm merecido ser revistos.

Interagem na tensão residual da superfície e subsuperfície dos aços termicamente ciclados: a composição química, a microestrutura decorrente de tratamentos térmicos, a usinagem, as inclusões presentes na matriz, a geometria, os gradientes térmicos envolvidos, as transformações de fase, a oxidação a altas temperaturas e a corrosão-sob-tensão.

Todinov (1999) discute a influência de alguns parâmetros sobre as tensões residuais decorrentes da têmpera e apresenta uma modelagem matemática do campo de temperatura envolvido, do problema elastoplástico acoplado e das mudanças de fase associadas. Em sua simulação, um cilindro de aço de 12 mm de diâmetro austenitizado a 1173 K e resfriado em água, em um intervalo de transformação martensítica $\Delta = M_i - M_f = 393 \text{ K}$, após 2,6 s, apresenta uma distribuição de tensões principais no centro ($r = 0$) e na borda ($r = 6 \text{ mm}$), cujas tensões subsuperficiais são trativas e as superficiais, compressivas:

$$\begin{aligned} (\sigma_{zz}) [r=0] &= (\sigma_{zz}) [r=5,6 \text{ mm}] = + 17 \text{ MPa} & (\sigma_{zz}) [r=6 \text{ mm}] &= - 183 \text{ MPa} \\ (\sigma_{\theta\theta}) [r=0] &= (\sigma_{\theta\theta}) [r=5,6 \text{ mm}] = + 8 \text{ MPa} & (\sigma_{\theta\theta}) [r=6 \text{ mm}] &= - 195 \text{ MPa} \\ (\sigma_{rr}) [r=0] &= (\sigma_{rr}) [r=5,6 \text{ mm}] = + 8 \text{ MPa} & (\sigma_{rr}) [r=6 \text{ mm}] &= 0 \end{aligned}$$

e, sob as mesmas condições, considerando-se, porém, um menor intervalo, $\Delta = 60^\circ\text{C}$, tem-se tensões subsuperficiais compressivas e superficiais trativas:

$$\begin{aligned} (\sigma_{zz}) [r=0] &= (\sigma_{zz}) [r=5,3 \text{ mm}] = - 224 \text{ MPa} & (\sigma_{zz}) [r=6 \text{ mm}] &= + 857 \text{ MPa} \\ (\sigma_{\theta\theta}) [r=0] &= (\sigma_{\theta\theta}) [r=5,3 \text{ mm}] = - 123 \text{ MPa} & (\sigma_{\theta\theta}) [r=6 \text{ mm}] &= + 979 \text{ MPa} \\ (\sigma_{rr}) [r=0] &= (\sigma_{rr}) [r=5,3 \text{ mm}] = - 123 \text{ MPa} & (\sigma_{rr}) [r=6 \text{ mm}] &= 0 \end{aligned}$$

enquanto, considerada a influência das tensões térmicas sobre a temperatura de início da transformação martensítica, segundo o modelo de Todinov para $\Delta = 120\text{K}$, têm-se tensões superficiais trativas e subsuperficiais compressivas:

$$\begin{aligned} (\sigma_{zz}) [r=0] &= (\sigma_{zz}) [r=5,3 \text{ mm}] = - 48 \text{ MPa} & (\sigma_{zz}) [r=6 \text{ mm}] &= + 336 \text{ MPa} \\ (\sigma_{\theta\theta}) [r=0] &= (\sigma_{\theta\theta}) [r=5,3 \text{ mm}] = - 26 \text{ MPa} & (\sigma_{\theta\theta}) [r=6 \text{ mm}] &= + 384 \text{ MPa} \\ (\sigma_{rr}) [r=0] &= (\sigma_{rr}) [r=5,3 \text{ mm}] = - 26 \text{ MPa} & (\sigma_{rr}) [r=6 \text{ mm}] &= 0 \end{aligned}$$

De acordo com as simulações efetuadas por Todinov [1999: 36], assegura-se relevância à magnitude do intervalo de transformação martensítica associado às tensões residuais: intervalos pequenos (da ordem de 333 K), tensões residuais trativas na superfície, intervalos maiores (da ordem de 393 K ou superiores), tensões residuais compressivas.

MEDIDA DE TENSÕES RESIDUAIS

Submeteu-se à ciclagem térmica simultânea um lote de seis C.P. de aço AISI 52100, com a composição química mostrada na Tabela 2. Três C.P. estavam no estado recozido original e retificados (R) e três retificados, temperados (1123 K) em banho de sais a 493 K e revenidos (S).

Tabela 2 - Composição química do aço dos C.P. ensaiados

% C	%Ni,	%Mn	%Cr	%P	%Cu	%S	%Ti	%Si	%V	%Fe
1,00	0,030	0,380	1,460	0,016	0,009	0,015	0,006	0,270	0,005	balanço

Para se avaliar o estado de tensões residuais antes e após a ciclagem térmica, utilizou-se um difratômetro Rigaku D-max 2000 e seu módulo adicional “stress attachment”, detetor de cintilação de NaI (Tl), radiação Cr-K α , do Laboratório de Difração de Raios-X do IPEN e a técnica de $\text{sen}^2\psi$, adotando-se as inclinações $\phi = 0^\circ$, $\phi = 45^\circ$, $\phi = 90^\circ$. As Tabelas 3 e 4 apresentam os resultados obtidos nesta etapa.

Os três ângulos ψ foram escolhidos para permitir a avaliação, na superfície anterior, das tensões principais normais e de cisalhamento. O desvio tabulado expressa a incerteza do conjunto das medidas individuais do parâmetro de rede cristalina em relação ao ajuste da sua curva de correlação com $\sigma\phi$.

Tabela 3 - Variação da tensão residual: corpos-de-prova retificados, temperados e revenidos

C.P - N. Ciclos	ϕ [grau]	$\psi_{\text{pos}} \sigma\phi$ [Mpa]	Desvio o [Mpa]	$\psi_{\text{neg}} \sigma\phi$ [MPa]	Desvio o [MPa]	Média T.Res. [MPa]	Desvio [MPa]	Desvio %	Var. T.Res. %	T.Res. Média C.P.
S1 - 0 2500	0°	- 241 - 43	± 8 ± 5	- 241 - 28	± 12 ± 22	- 241 - 36	± 10 ± 16	± 4,1 ± 44,4	85,1	[- 223 ± 8] [- 38 ± 12]
S1 - 0 - 2500	45°	- 220 - 34	± 7 ± 4	- 228 - 41	± 8 ± 18	- 224 - 38	± 8 ± 13	± 3,6 ± 34,2	83,0	
S1 - 0 -2500	90°	- 189 - 42	± 5 ± 3	- 217 - 39	± 7 ± 2	- 203 - 41	± 6 ± 3	± 3,0 ± 7,3	79,8	
S2 - 0 2500	0°	- 208 - 44	± 12 ± 3	- 199 - 47	± 5 ± 2	- 204 - 46	± 10 ± 3	± 4,9 ± 6,5	77,5	[-219 ± 8] [- 48 ± 3]
S2 - 0 - 2500	45°	- 228 - 46	± 4 ± 2	- 209 - 48	± 8 ± 2	- 219 - 47	± 8 ± 2	± 3,7 ± 4,3	78,5	
S2 - 0 2500	90°	- 214 - 49	± 7 ± 2	- 251 - 55	± 10 ± 2	- 233 - 52	± 6 ± 2	± 2,6 ± 3,8	77,7	
S3 - 0 - 2500	0°	- 200 - 42	± 8 ± 1	- 194 - 42	± 24 ± 2	- 197 - 42	± 18 ± 2	± 9,1 ± 4,8	78,7	[-190 ± 16] [- 46 ± 2]
S3 - 0 2500	45°	- 201 - 54	± 8 ± 3	- 201 - 46	± 21 ± 1	- 201 - 50	± 16 ± 2	± 8,0 ± 4,0	75,1	
S3 - 0 -2500	90°	- 156 - 46	± 14 ± 1	- 188 - 43	± 16 ± 2	- 172 - 45	± 15 ± 2	± 8,7 ± 4,4	73,8	

Tabela 4 - Variação da tensão residual dos corpos-de-prova recozidos e retificados

C.P. - N. Ciclos	ϕ [graus]	ψ_{pos} $\sigma\phi$ [Mpa]	Desvio [Mpa]	ψ_{neg} $\sigma\phi$ [MPa]	Desvio [MPa]	Média T.Res. [MPa]	Desvio [MPa]	Desvio %	Var. T.Res. %	T.Res. Média C.P.
R1 - 0 1305	0°	- 245 - 146	± 17 ± 9	- 193 - 116	± 23 ± 35	- 219 - 131	± 20 ± 26	$\pm 9,1$ $\pm 19,8$	40,2	[- 208 ± 26] [- 122 ± 21]
R1 - 0 1305	45°	- 227 - 128	± 33 ± 7	- 169 - 113	± 38 ± 34	- 198 - 121	± 36 ± 25	$\pm 18,2$ $\pm 20,7$	38,9	
R1 - 0 1305	90°	- 225 - 116	± 9 ± 3	- 191 - 112	± 21 ± 10	- 208 - 114	± 16 ± 7	$\pm 7,7$ $\pm 6,1$	45,2	
R2 - 0 1542	0°	- 255 - 155	± 23 ± 6	- 193 - 145	± 24 ± 11	- 224 - 150	± 24 ± 9	$\pm 10,7$ $\pm 6,0$	33,0	[- 238 ± 18] [- 160 ± 14]
R2 - 0 1542	45°	- 265 - 182	± 20 ± 13	- 211 - 181	± 13 ± 28	- 238 - 182	± 17 ± 22	$\pm 7,1$ $\pm 12,1$	23,5	
R2 - 0 1542	90°	- 259 - 151	± 12 ± 6	- 244 - 143	± 7 ± 6	- 252 - 147	± 10 ± 6	$\pm 4,0$ $\pm 4,1$	41,7	
R3 - 0 1767	0°	- 193 - 154	± 11 ± 7	- 249 - 170	± 6 ± 5	- 221 - 162	± 9 ± 6	$\pm 4,1$ $\pm 3,7$	26,7	[- 237 ± 15] [- 167 ± 8]
R3 - 0 1767	45°	- 246 - 183	± 8 ± 1	- 259 - 152	± 9 ± 7	- 253 - 168	± 9 ± 5	$\pm 3,6$ $\pm 3,0$	33,6	
R3 - 0 1767	90°	- 270 - 184	± 27 ± 7	- 204 - 160	± 15 ± 14	- 237 - 172	± 22 ± 11	$\pm 9,3$ $\pm 6,4$	27,4	

A coluna da esquerda apresenta a identificação e o número de ciclos de cada corpo-de-prova. Os dados em negrito dizem respeito às tensões residuais após N ciclos, enquanto os demais se referem às tensões residuais de cada corpo-de-prova no início do ensaio (0 ciclos).

As colunas sombreadas apresentam valores médios das tensões residuais, seus desvios e o percentual de variação total da tensão residual em cada amostra ensaiada. O material, o processo de retificação, os tratamentos térmicos (S), as condições de ensaio são os mesmos.

A magnitude dos valores de $\sigma\phi$ para ψ_{neg} e ψ_{pos} medidos para cada amostra apresentou-se concordante e sem “*splitting*”, fenômeno constatado em medições em que a tensão máxima de cisalhamento é significativa. Ensaio futuros de ciclagem térmica, nas condições, descritas, requerem medição de tensões residuais apenas nas direções $\phi = 0^\circ$ e $\phi = 90^\circ$.

Os valores médios absolutos de tensão residual compressiva inicial variaram de 190 a 223 MPa e, após 2500 ciclos, tais valores situaram-se entre -38 e -48 MPa. A tensão residual nos C.P. (S) diminuiu 0,032% por ciclo, em média, entre 0 e 2.500 ciclos por coincidência as tensões residuais iniciais nos C.P. (S) e (R) apresentaram a mesma ordem de grandeza.

Em materiais retificados, as tensões residuais dependem do rebolo abrasivo e dos parâmetros de usinagem utilizados. Na tabela 4, dentre os C.P. retificados e não tratados termicamente (R), a tensão residual diminuiu, em média, para vidas de 1.305, 1.542 e 1.767 ciclos, 41,4%, 32,7% e 29,2%, invertendo a tendência de diminuição da tensão residual compressiva com a ciclagem - como observada em S1, S2 e S3. Assumiram-se esses valores de vida para investigar o comportamento dos C.P. (R) entre 50% e 70% da vida dos C.P. (S).

Duas constatações relativas ao comportamento dos C.P. : 1) Em S3 e R1, os níveis respectivos de tensão residual inicial (-190 e -208 MPa) eram mais baixos que as outras amostras e resultaram em tensão residual final abaixo da média dos seus pares; 2) A dispersão, medida através do desvio, caiu de dois dígitos, em 1.305 e 1.542, para um dígito, em 1.767 ciclos.

Os valores médios absolutos de tensão residual compressiva variaram de 208 a 238 MPa (média = 228 MPa), no início, para 122, 160 e 167 MPa médios, após as ciclagens acima. Como os C.P. eram lixados à mão, ainda que cuidadosamente, para remoção de óxidos antes

da medição de tensões residuais, acredita-se que foram induzidas tensões diferenciadas, incerteza que sinaliza para a remoção de óxidos através de ataque eletrolítico.

ASPECTOS MICROESTRUTURAIS APÓS CICLAGEM TÉRMICA

Para analisar o estado microestrutural dos C.P., utilizaram-se microscopia óptica e eletrônica de varredura (SEM) e espectroscopia de Raios-X por dispersão de energia (EDS). A Figura 4 apresenta aspectos das superfícies “S e R” iniciais e de S2 e S3, após 2500 ciclos, e riscos de lixamento em R1 e R3, após 1305 e 1767 ciclos térmicos. Os C.P. foram extraídos da coroa circular mais externa do disco de 6”, região cujas taxas de resfriamento na retificação eram as maiores. Os C.P. “S” apresentavam microestrutura martensítica, com contornos de grãos de carbonetos e inclusões de sulfetos; os “R” possuíam uma matriz perlítica (Fig. 4).

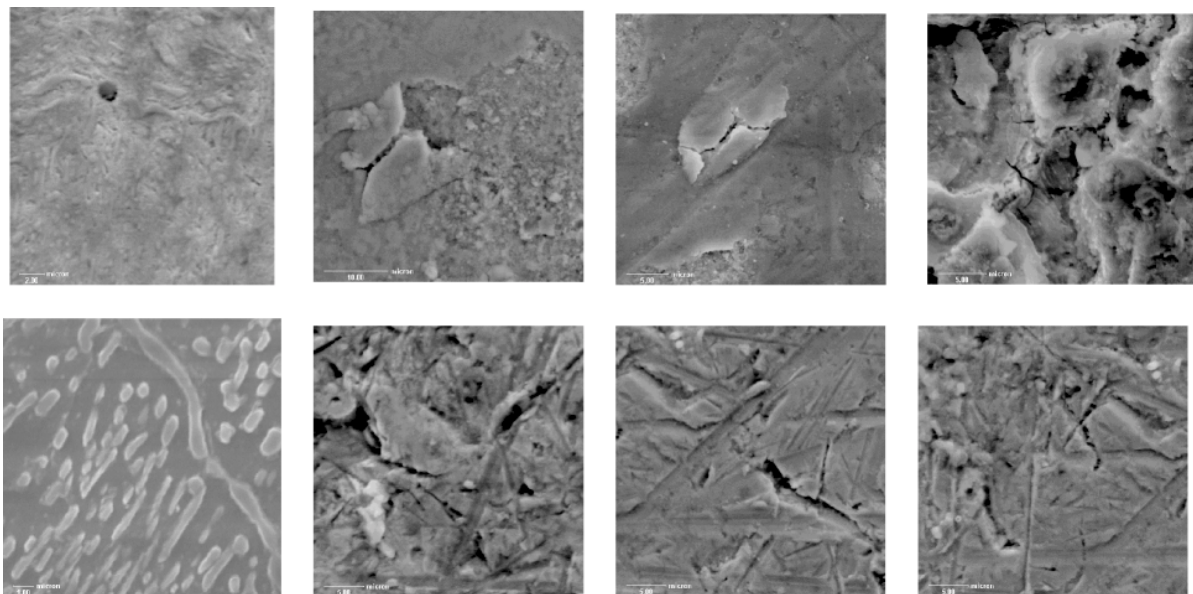


Figura 4 - Da esquerda à direita: **ao alto**, superfície dos C.P. “S” antes dos ensaios (nital 1%, 1.000 X) ; S2 (2.440 X), S2 (3.400X) e S3 (4.000X), após 2.500 ciclos térmicos; **embaixo**, superfície dos C.P. “R” antes dos ensaios (nital 1%, 1.000 X); R1 (3.100 X), após 1.305 ciclos; R3 (3.100 X) e R3 (3.100 X), após 1.767 ciclos térmicos.

Mostram-se danos nas camadas superficiais de óxidos formados em S2, cuja inclusão em “borboleta” tem 77,3%Fe, 17,8%O, 1,8%Cr, 0,3%Ti, 0,6% Mn, 1,5%Al, 0,7%Ni, 0,02%Si e 0,007%Ca; na foto à direita, a gênese da quebra da camada de óxido, provocada durante a expansão/contração diferencial cíclica em relação à matriz; mais à direita, ainda ao alto, trinca provocada pela ciclagem térmica na matriz martensítica do C.P. S3, o mesmo ocorrendo nas fotos embaixo, à direita, que apresentam trincas na matriz dos C.P. R1 e R3.

CONCLUSÃO

- 1) Ensaio de aquecimento e resfriamento cíclico de corpos-de-prova de aço AISI 52100 introduz tensões térmicas no material, que, no presente estudo, apresentaram uma variação estimada entre +1.038 MPa e -49,4 MPa, com uma tensão média $R = -0,048$ MPa;
- 2) A superfície do aço 52100 retificado, temperado e revenido (matriz inicial martensítica com inclusões de carbonetos e sulfetos), apresentou uma redução média de 0,032% por ciclo no valor da tensão residual compressiva, medida por difração de raios-X, através da técnica de $\text{sen}^2\psi$, enquanto, na sua condição recozida e retificada (matriz inicial perlítica,

com contornos de ferrita e inclusões), com menores limites de escoamento e resistência à tração, essa redução média foi de 0,023% por ciclo;

- 3) Apesar dos estado de tensão residual ser compressivo, constatou-se a presença de microtrincas superficiais nos corpos-de-prova retificados (a 1.305 ciclos de ensaio) e nos retificados e tratados termicamente (a 2.500 ciclos);
- 4) A metodologia proposta pode ser útil a projetistas de peças e equipamentos sujeitos a flutuações térmicas decorrentes de chama GLP, por possibilitar correlações entre a redução das tensões residuais superficiais, o surgimento de microtrincas, o campo de temperatura e o conseqüente estado cíclico de tensões térmicas solicitante, com o número de ciclos.

BIBLIOGRAFIA

BROOKS, C.R. [1992] Principles of the austenitization of steels. London, Elsevier. pp. 82-129.

COFFIN, L.F. [1976] Instabilities Effects in Thermal Fatigue. In SPERA, D.A; MOWBRAY, D.F., ed. [1976] *ASTM STP 612*. Philadelphia, ASTM. pp. 227-238.

MANSON, S.S. [1966] *Thermal stress and low cycle fatigue*. New York, McGrawHill, 403 p

TODINOV, M.T. [1999] Influence of some parameters on the residual stresses from quenching. *Modelling Simul. Mater. Sci. Eng.* (1999), pp. 25-41.

XU, D.; LI, Z.; LUO, J. Expressions for predicting the residual stress in surface induction hardening of steel bars. _----- (1996), pp. 111-122.

SPERA, D.A; MOWBRAY, D.F. [1976] (eds) *Thermal fatigue of materials and components: ASTM STP 612*. Philadelphia, ASTM. 262p.

PLANEJAMENTO DO LEVANTAMENTO DA UTILIZAÇÃO DE TÉCNICAS SISTEMÁTICAS DE PROCESSO DE PROJETO NO SETOR MECÂNICO-METALÚRGICO DA INDÚSTRIA PARAENSE

Rodrigo José de Andrade Vieira

Celso Augusto Coelho

Antonio Jorge Hernandez Fonseca

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica, 66075-970, Belém-PA, Brasil. E-mail: rvieira@ufpa.br

Resumo

No caso do setor mecânico-metalúrgico do Estado do Pará, os produtos/serviços geradores de receita não estão adequados a nova filosofia da abertura do mercado e a crescente conscientização do consumidor. Estes produtos foram desenvolvidos observando-se a produção em massa com a preocupação centrada na redução dos custos de produção. Visando apoiar o processo de desenvolvimento de novos produtos no Estado, primeiramente, elaborou-se um questionário com base em uma lista de atributos específicos, através do qual realizar-se-á uma pesquisa de campo para levantar a utilização de técnicas sistematizadas no desenvolvimento dos atuais produtos da linha de fabricação do setor. A pesquisa está, ainda em andamento, porém, pode-se adiantar que o setor tem uma grande quantidade de produtos com problemas de desenvolvimento e por tanto, com excelente capacidade de absorver as metodologias e ferramentas de desenvolvimento de produtos disponíveis.

Palavras-chave: Desenvolvimento de produtos, Competitividade, Indústria Mecânica.

1. INTRODUÇÃO

Apesar de apresentar uma inestimável gama de recursos naturais, com um grande potencial de agregação de valor através de processos de transformação, o Estado do Pará detém uma indústria pouco desenvolvida, com predomínio de uma cultura empírica na fabricação e no desenvolvimento de novos produtos, implicando em baixa qualidade e custos proibitivos com perda de competitividade, o que leva a uma insignificante participação na magnitude do PIB industrial do Estado.

Visando conhecer a filosofia de planejamento, projeto e desenvolvimento de produtos no setor mecânico-metalúrgico da indústria paraense, primeiramente, elaborou-se um questionário com base em uma lista de atributos específicos, através do qual realizasse-a uma pesquisa de campo para levantar a existência de técnicas sistematizadas no desenvolvimento dos atuais produtos da linha de fabricação do setor

Esta pesquisa representa o esforço inicial do Grupo de Produção do Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Pará para, a partir do conhecimento da real situação vigente, propor a transferência, elaboração e implantação de estratégias de desenvolvimento de produtos que visem uma melhor adaptação as necessidades de clientes e usuários, apoiados nas técnicas sistemáticas de abordagem.

2. SISTEMÁTICA PARA ELABORAÇÃO E UTILIZAÇÃO DOS QUESTIONÁRIOS

A pesquisa usa um conjunto de métodos para detectar situação atual dos produtos, tanto em relação ao processo de desenvolvimento e produção, quanto ao seu comportamento, determinando como os consumidores e as empresas percebem uma necessidade que não é atendida pelos produtos atualmente existentes no mercado. A pesquisa procura determinar como as empresas alcançaram sucesso e onde fracassaram.

Essa análise ajuda a antecipar a maneira como os negócios podem ser ameaçados no futuro e a desenvolver uma estratégia mais efetiva de competição. A chave do sucesso desta análise é a qualidade das informações que se consegue obter. Algumas delas são obtidas com relativa facilidade, mas outras exigem uma pesquisa mais aprofundada durante algum tempo. Há algumas informações que são públicas, como relatórios anuais da empresa, preços catálogos materiais promocionais, além do próprio produto. Outra fonte informação acessível são os distribuidores e os serviços prestados pela empresa.

A primeira providência na análise das empresas é reunir todos os fatos disponíveis. Posteriormente é necessário analisar a natureza do negócio de cada empresa. Finalmente, as conclusões devem indicar as mudanças que deverão ocorrer nas empresas para torna-las mais competitivas no futuro.

É necessário aprofundar a análise das questões a serem formuladas, as que devem ser colocadas em um questionário estruturado, a serem submetidos às empresas. As questões fornecerão a evidência de uma necessidade de mercado (ou ausência dela) e atuarão como um filtro, analisando criticamente a viabilidade dos produtos. É crucial identificar os produtos que não tem e/ou terão sucesso no mercado, para serem eliminados neste estágio, antes que consumam mais recursos.

A pesquisa é feita para subsidiar as decisões. Nenhuma pesquisa deve ser feita se não houver necessidade da mesma ou quando não se tem um objetivo claro. O planejamento da pesquisa define o objetivo em função das decisões a serem tomadas e é focalizado nas áreas críticas de incertezas, das quais depende o sucesso dos produtos. A seguir determina-se a metodologia, escolhendo-se a sua categoria, as perguntas a serem feitas e a amostra representativa a ser analisada. Os métodos de medida determinam como as questões serão apresentadas e a análise de dados deve estabelecer a forma de processá-las. A etapa final do planejamento deve decidir como os resultados serão interpretados e transformados em decisão.

Antes de mais nada, deve-se saber quais são as informações que se quer extrair das empresas. Elas devem ser focalizadas nas oportunidades percebidas e nas ameaças que podem determinar o sucesso ou fracasso da empresa. Merecem ser pesquisados os aspectos que geram grande incerteza. Um resumo dos requisitos a serem identificados na pesquisa é um documento importante para o controle da qualidade neste estágio, assegurando clareza e consenso sobre os objetivos da pesquisa. Considerando que a utilidade da pesquisa é fornecer subsídios à análise, seus objetivos devem ser descritos de modo a informar, apoiar ou refutar essas análises.

Após identificar os requisitos da pesquisa, deve-se escolher o tipo de pesquisa mais adequado para o caso. A pesquisa qualitativa pode cobrir uma ampla gama de assuntos e pode estudar mais a fundo a percepção das empresas sobre os produtos existentes no mercado. Contudo, é limitado por uma pequena amostragem. A pesquisa pode ser realizada individualmente ou em grupos pequenos.

A pesquisa quantitativa faz um pequeno número de perguntas a um grande número de pessoas. Ela fornece respostas objetivas, consultando uma amostra estatisticamente significativa. A pesquisa quantitativa de mercado pode ser utilizada para a elaboração de

modelos sofisticados de comportamento das empresas. Ela não pode ser feita de modo superficial.

Características básicas da pesquisa:

- Qualitativa:
 - ⟨ Informativa e Explorativa.
 - ⟨ Exploratória sem fronteiras definidas.
 - ⟨ Sem resposta conclusiva.
 - ⟨ Depende da habilidade do entrevistador.
- Quantitativa:
 - ⟨ Definida e Específica.
 - ⟨ Resultados Numéricos e Orientados Estatisticamente.
 - ⟨ Facilita decisões quantitativas.

Para o desenvolvimento de grandes produtos, pode-se usar os dois tipos, pois eles se completam entre si. As pesquisas qualitativas podem explorar as percepções e necessidades do setor, que depois podem ser pesquisadas em maior profundidade com o método quantitativo. Tanto a pesquisa quantitativa como a qualitativa, baseiam-se em entrevistas com pessoas. A seleção dessas pessoas é parte importante da pesquisa e deve-se investir tempo para que seja realizada corretamente. Em termos gerais, o grupo de pessoas selecionadas deve ser uma amostra representativa das empresas.

Se o setor ainda não estiver bem definido, deve-se começar com uma amostra bem variada, representando vários segmentos das empresas. A medida em que os objetivos vão ficando mais claros, a amostragem deve ir de estreitando.

Tanto a pesquisa qualitativa quanto a quantitativa, depende das perguntas corretas, para se obter a informação desejada. A pesquisa deve evitar as idéias preconcebidas. É necessário dar ao entrevistado a oportunidade para que eles possam escolher as respostas. Muitas vezes as questões são formuladas e depois se oferecem várias alternativas de respostas. Isso ajuda estruturar a análise e interpretar os resultados, mas pode também esconder o resultado da pesquisa. Contudo as questões devem ser neutras, não induzindo a nenhuma das alternativas de respostas. Quando é dada oportunidade para o entrevistado simplesmente concordar com a pergunta feita, provavelmente as respostas serão tendenciosas.

Infelizmente, as pessoas procuram dar a resposta que você quer ouvir, no julgamento delas. Isso faz parte da natureza humana. Se você perguntar: “Você prefere o produto X em vez do Y?”, as pessoas tendem a concordar, simplesmente. Em vez disso se a pergunta for: “Que produto você prefere, produto X ou produto Y?”, força a pessoa a tomar uma decisão, sem induzi-la. Fazer uma pergunta neutra nem sempre é só um questão de palavras. A entonação na hora de fazer a pergunta pode ter influência. A explicação inicial sobre o objetivo da pesquisa também pode ser uma fonte de distorção das respostas. Assim deve-se dar apenas uma indicação bem genérica sobre os objetivos da pesquisa.

3. LEVANTAMENTO PRELIMINAR DA SITUAÇÃO DO SETOR

Primeiramente foi contatado o Sindicato dos Produtores do setor Metal-Mecânico do Estado do Pará (SIMEPA), em busca de informação e material para a elaboração do questionário, visto que o mesmo já havia demonstrado a deficiência do setor quanto ao desenvolvimento de produtos. Formou-se então, uma parceria o Grupo de Produção da Universidade Federal do Pará com a Federação das Industrias do Estado do Pará e com o Programa Paraense de Design, que têm trabalhos no sentido de diminuir as dificuldades em obter competitividade, qualidade superior e mercado, dos produtos da região.

No caso do setor mecânico-metalúrgico, os produtos/serviços geradores de receita não estão adequados a nova filosofia de abertura do mercado e a crescente conscientização do consumidor, que procura produtos e serviços de qualidade. Os produtos do setor foram desenvolvidos observando-se a produção em massa com a preocupação centrada na redução dos custos de produção. Deve-se ressaltar que isto, na verdade, não foi um erro, pois para o momento que foram desenvolvidos, estavam adequados à sua realidade, o que atualmente não tem validade, devido às mudanças que estão em curso.

Foi percebido que as empresas têm apenas um conhecimento superficial sobre o assunto e por isso pouco utilizam essas sistemáticas de desenvolvimento de produto, utilizando, muitas vezes, processos de fabricação e desenvolvimento de produtos baseados em conhecimentos empíricos. Apresentam, também, carência de hardwares e softwares especializados, assim como de recursos humanos na área.

4. DEFINIÇÕES BÁSICAS DA PESQUISA

4.1. Metodologia utilizada

Do contato com o sindicato dos produtores saiu uma proposta de empresas a serem tomadas como base na pesquisa que se inicia, as quais serão visitadas para levantar as informações que permitam a ação de introdução das técnicas de projeto e desenvolvimento de produtos nas mesmas. Esta escolha foi feita através do cadastro do sindicato, onde selecionou-se empresas de grande, médio e pequeno porte, de forma a ter resultados com validade estatística e abrangentes.

Nem todas as empresas puderam ser entrevistadas. Das 94 selecionadas anteriormente, apenas 40 ficaram como alvo da pesquisa. Os motivos para tal serão explicados adiante.

A aplicação ocorreu, primeiramente via sindicato com acompanhamento direto (visitas) nas principais empresas e por telefone nas demais, para o esclarecimento de possíveis dúvidas e análise direta sobre os problemas vividos pelas empresas.

Depois de decorridos 15 dias úteis os questionários prontos foram recolhidos e encaminhados para posterior análise.

No decorrer da pesquisa foram encontrados alguns problemas como:

- Medo por parte das empresas em “abrir as portas”, deixando que os questionários fossem aplicados, pois desconfiavam de espionagem.
- “Pra que mudar?”. Algumas empresas acham que o modo de produzir seus produtos está adequado, apesar de não ser apoiado por nenhuma das ferramentas existentes.
- Dificuldade para seleção das empresas a serem abordadas pela pesquisa, pois o setor engloba tanto empresas multinacionais como oficinas de “fundo de quintal”, que fazem serviços pequenos de manutenção.

Para se realizar o levantamento em questão, foi adotado os dois métodos de pesquisa citados anteriormente: qualitativo e quantitativo, com o objetivo de obter dados gerais, porém com significado estatístico.

A aplicação dos questionários começou com a escolha da pessoa que seria entrevistada na empresa. Foi analisado o nível de instrução, o relacionamento do mesmo com os produtos da empresa e o cargo que ele ocupa dentro da empresa.

4.2. Questionários

O questionário foi elaborado com base em uma lista de atributos específicos, que tem como objetivo identificar os pontos do processo de desenvolvimento e do ciclo de vida que podem agregar valor aos produtos do setor. Ele foi elaborado principalmente com o objetivo de entender as tecnologias de desenvolvimento de novos produtos utilizadas pelas empresas e detectar os pontos que impedem o bom desenvolvimento dos produtos.

O questionário é composto de vinte e cinco questões subjetivas, formuladas o mais claro possível, que passam por diversas fases do ciclo de vida dos produtos em questão, como se expõe na continuação.

- 1) Qual o setor de atuação da empresa?
- 2) Que tipo de produtos sua empresa costuma projetar?
- 3) Que tipo de produtos sua empresa costuma fabricar?
- 4) Como são definidos (projetados, configurados) os seus produtos?
- 5) Por que produzir estes produtos? Sua empresa considera a atual, a melhor forma de produzir os seus produtos?
- 6) Para que os seus produtos são utilizados? Defina o mercado consumidor.
- 7) Há um trabalho de pesquisa de mercado quando se pretende projetar um produto ou há um melhoramento em cima de um produto já materializado.
- 8) Quais as fontes de informações para o desenvolvimento dos seus produtos e quais as dificuldades encontradas para encontrar essas informações? (Características de matérias primas, novas tecnologias, critérios dos usuários do produto, etc.)
- 9) Sua empresa sabe como os seus produtos se comportam no mercado? Se “sim”, como e quais as ferramentas que ela utiliza para fazer esta detecção?
- 10) Sua empresa conhece todo o ciclo de vida dos seus produtos?
- 11) Os seus produtos têm algum tipo de tratamento estético/expressivo, (de design)?
- 12) A sua empresa tem conhecimento de alguma técnica de desenvolvimento de produto? Por exemplo?
- 13) Quantas pessoas estão envolvidas com o processo de desenvolvimento de produto em sua empresa?
- 14) A sua empresa tem pessoal especializado no assunto?
- 15) A sua empresa tem setor especializado em projeto de produto?
- 16) O que existe na sua empresa em relação a software especializado em desenvolvimento de produto e hardware?

17) Caso a sua empresa utilize equipes de projeto, como elas são estruturadas e quais as suas características?

18) Como a sua empresa equaciona a parte de custos gerais com recursos humanos e computacionais nos projetos?

19) Que dificuldades a sua empresa encontra no desenvolvimento e detalhamento do projeto?

20) A sua empresa segue alguma metodologia adequada? Se sim, qual? Por que esta foi adotada?

21) No caso da produção em larga escala é costume da equipe produzir e testar protótipos?

22) Como a sua empresa gerência a documentação e registro no projeto?

23) A sua empresa costuma patentear seus produtos? Tem dificuldades para fazê-lo?

24) Já foi feita alguma parceria, no sentido de desenvolver novos produtos?

25) A empresa considera as técnicas de projeto (ou design) como ferramentas para agregar valor a seus produtos?

Fora as questões mostradas, foi deixado um espaço reservado, para o entrevistado fazer comentários tanto em relação as respostas, quanto a qualquer outro assunto.

5. CONCLUSÃO

O questionário elaborado para a realização do levantamento em questão, apresentou grande aceitabilidade por parte das empresas, pois mostrou se claro quanto ao entendimento e com a capacidade de direcionar o entrevistado para o assunto. A pesquisa ainda está em andamento, porém já pode-se adiantar que o setor tem uma grande quantidade de produtos com problemas de desenvolvimento e com capacidade de absorver as metodologias e ferramentas desenvolvidas, podendo assim dar continuidade ao trabalho. O questionário, apesar de ser adequado, demonstrou alguns problemas, que foram detectados e corrigidos, tendo-se então, constantemente, um processo de retroalimentação e correção. A maioria das empresas participantes do diagnóstico, têm os questionários respondidos e as respostas estão sendo classificadas e analisadas. O trabalho faz parte do plano de pesquisa do Grupo de Produção da UFPA, o qual espera introduzir as técnicas de projeto e desenvolvimento de novos produtos, disponíveis pelo Grupo, nas empresas envolvidas na pesquisa.

Concluído o trabalho de diagnóstico do setor, as técnicas de desenvolvimento de produtos serão repassadas às indústrias selecionadas e será iniciado o processo de desenvolvimento de um produto do setor (reprojeto), utilizando as ferramentas adequadas, com ênfase a aplicabilidade a esquemas produtivos reais.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Akao Y. Quality Function Deployment. Integrating Customer Requirements into Products Design. Productivity Press, Cambridge, Massachusetts, Norwalk, Connecticut, 1990.
- Back, N. Metodologia de Projetos de Produtos Industriais, Rio de Janeiro, Ed. Guanabara Dois, 1983.
- Baxter, M. “Projeto de produto – Guia prático para o desenvolvimento de novos produtos”, 1ª Edição, Ed. Edgard Blucher, São Paulo S.P., 1998.
- Borland Delphi – Developer’s Guide, 1997.
- Fiod Neto, M. Desenvolvimento de um Sistema Computacional para Auxiliar a Concepção de Produtos Industriais, Tese de doutorado, UFSC, Dpto. Eng. Mecânica, Set., 1993.
- Fonseca, A. J. H. Desenvolvimento de uma Sistemática para a Obtenção das Especificações de Projeto de Produtos Industriais, Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1996.
- Hauser, J. R. e Clausing, D. The House of Quality, Harvard Business Review, May-Jun., 1988.
- Ogliari A. Sistematização da concepção de produtos auxiliadas por computador com aplicações no domínio de componentes de plástico injetado. Tese de doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Julho 1999.
- Pahl, G. e Beitz W. Engineering Design-A Systematic Approach, Springer-Verlag, London Limited, 1996.
- Radcliffe, D.F. & Harrison, P., “Transforming Design Practice in Small Manufacturing Enterprise”, Proceedings of the 1994 ASME Design Technical Conference: Design Theory and Methodology, 1994, pp.131-140.
- Tjalve, E. A Short Course in Industrial Design, Ed. Butterworth and Co. Ltd., London, 1979.
- Skalak, S.C., Hans, P.K. & Allen, K. “Concurrent Engineering Applied to Product Development in Small Companies”. ICED, Tampere, August. 19-21, 1997.

FLEXIBILIZANDO OS EQUIPAMENTOS DE UM ENGENHO DE BENEFICIAMENTO DE CANA-DE-AÇÚCAR: PRODUZINDO AÇÚCAR MASCADO, RAPADURA E AGUARDENTE DE FORMA INTEGRADA.

Prof. Dr. Maurílio José dos Santos
Universidade Federal de Pernambuco – Centro de Tecnologia e Geociências
Departamento de Engenharia Mecânica – Rua Acadêmico Hélio Ramos S/N – Cidade Universitária – 50740-530 - Recife - PE

Geraldo Porfírio Pessoa
EMATER / PE

Proa. Esp. Íris Eucáris de Vasconcelos
UFP/ CTG- Departamento de Engenharia Química

RESUMO

Tradicionalmente no Brasil a cana de açúcar ou é beneficiada em grandes unidades industriais, denominadas de Usinas ou Destilarias, as quais produzem respectivamente açúcar ou álcool, ou em pequenas unidades fabris artesanais, especializadas em um ou no máximo dois dos seguintes produtos: rapadura, açúcar mascado(batido) e aguardente. Com este artigo os autores apresentam uma alternativa de produção, semi - artesanal, com ênfase na higiene e limpeza e que possibilita a flexibilidade da produção, obtendo-se de forma integrada os três produtos. Esta nova forma de trabalhar, situada numa posição intermediária entre a grande indústria e a produção artesanal, tem a grande vantagem de melhorar a qualidade da produção comparada com a forma artesanal. O seu processo produtivo tem um maior rendimento, o produto fabricado tem uma melhor qualidade e a unidade fabril tem uma maior flexibilidade. Características muito valorizadas pelo empreendedor e pelo mercado consumidor.

Palavras chave: açúcar, rapadura , aguardente

1. INTRODUÇÃO

A agroindústria sucroalcooleira de Pernambuco é uma das mais tradicionais e importantes atividades econômicas do Estado. A cultura da cana de açúcar estende-se pelas zonas da Mata e do Agreste Meridional do Estado e em parte da Região Metropolitana do Recife, representando aproximadamente 41% do valor bruto da produção agrícola do Estado.

Cerca de 300 engenhos de beneficiamento de cana-de-açúcar estão distribuídos pelo território do Estado, sendo que apenas 14 deles não estão localizados no Sertão. É uma atividade que

tradicionalmente vem produzindo rapadura, produto largamente consumido pelos sertanejos, sendo por esse motivo também conhecido como pão de sertanejo.

Os engenhos de rapadura situados em sua grande maioria no sertão, destinam seus produtos ao mercado local, cuja comercialização é feita nas feiras livres. O processo adotado é totalmente artesanal, apresentando muitas deficiências, conforme diagnóstico setorial feito pela Emater e Sebrae com o objetivo de subsidiar o Programa de Desenvolvimento do Setor Rapadueiro de Pernambuco.

A Zona da Mata, principal região da zona canavieira do Estado, destina a cana produzida, primordialmente à fabricação do açúcar e do álcool, e em segundo plano à produção de aguardente, sendo insignificante a fabricação de rapadura.

Este trabalho apresenta uma proposta inovadora, pois parte do resgate de atividades produtivas conhecidas artesanalmente no Estado de Pernambuco, e sugere um novo processo, semi-artesanal, com maior produtividade, que permite a obtenção de novos produtos, de melhor qualidade, bem como a diversificação e flexibilização do processo produtivo.

2. METAS DO PROJETO

Beneficiar 3000 toneladas de cana de açúcar num período de 04 meses obtendo os seguintes produtos: 90 toneladas de açúcar mascavo, 142,8 toneladas de rapadura e 149,2 mil litros de aguardente.

O açúcar mascavo e a rapadura serão produzidos a partir do cozimento do caldo, oriundo da moagem da cana de açúcar, durante os quatro meses de safra, enquanto a aguardente será fabricada de forma integrada, utilizando-se o caldo ou garapa, as impurezas e o novo mel residual, provenientes, respectivamente, dos processos de cozimento e cristalização do açúcar mascavo e da rapadura.

3. QUALIFICAÇÃO DOS PRODUTOS

Açúcar Mascavo: é o produto resultante da concentração do caldo de cana-de-açúcar puro até o ponto de saturação e posterior cristalização da massa resultante. Como não há adição de quaisquer aditivos ou conservantes, é um produto 100% natural. Traz consigo constituintes da cana-de-açúcar, tais como: fósforo, ferro, cálcio, vitaminas e glicídios. O ferro é essencial na formação da hemoglobina do sangue e enzimas essenciais para o metabolismo celular. O cálcio e o fósforo são importantes na formação dos ossos e dos dentes. O fósforo é ainda importante no aproveitamento da vitamina D, que evita o raquitismo. As vitaminas encontradas no açúcar mascavo têm as seguintes características: são protetoras do sistema nervoso, estimulantes do crescimento e atuam na prevenção de doenças.

A demanda: de acordo com a crescente preocupação do consumidor com uma alimentação natural, livre de conservante e outros produtos nocivos à saúde, o açúcar mascavo vem sendo um produto de grande aceitação no mercado e com forte tendência de crescimento. A comercialização será efetuada em sacos de juta, de 50 kg ou em sacos plásticos, de 1 e de 2 kg.

Rapadura: é o produto obtido a partir da concentração do caldo-de-cana até determinado ponto, em que, pelo resfriamento do caldo concentrado ou xarope se solidifica e é moldado em

forma de tijolos ou tabletes. É um produto que tem preços bastante acessíveis e é uma excelente fonte de calorias e sais minerais, tais como: cálcio, fósforo, potássio e ferro. Ela pode integrar o cardápio das dietas mais saudáveis, porque contém minerais fundamentais para uma nutrição equilibrada, é um elemento energético capaz de suprir todas as calorias necessárias, sendo bem tolerado pelo organismo, até por recém nascidos. Neles ela previne a constipação, por sua ação laxante, bem como evita a formação de gases. O ferro previne a anemia, fortalece o sistema imunológico e previne enfermidades do sistema respiratório e urinário. O magnésio fortifica o sistema nervoso. O potássio atua na atividade celular e o cálcio ajuda na formação da dentição e dos ossos, combatendo enfermidades articulares como a osteoporose. A vitamina A ajuda no crescimento do esqueleto e tecido conjuntivo. A Aguardente obtida pelo processo produtivo terá teor alcoólico entre 38 a 51 GL.

4. O EMPREENDIMENTO

A Unidade Produtivo terá como principal característica a flexibilidade. Durante um período de 4 meses ela irá moer a cana-de açúcar, quando serão produzidos, de forma integrada, açúcar mascavo, rapadura e aguardente. O processo produtivo foi idealizado para dar grande flexibilidade à unidade de beneficiamento, de tal forma que permitirá que a empresa possa direcionar sua produção segundo as necessidades do mercado ou a rentabilidade dos produtos. Isto é, a empresa terá as seguintes opções:

Produzir

- a) Açúcar mascavo, rapadura e aguardente
- b) Açúcar mascavo e rapadura
- c) Açúcar mascavo e aguardente
- d) Rapadura e aguardente
- e) Apenas um dos três produtos. Só açúcar mascavo, só rapadura ou só aguardente

O fornecimento de cana de açúcar para os engenhos de beneficiamento não é constante durante o ano todo. Há um período de tempo no qual a cana é plantada e depois fica crescendo, chamado de entressafra, no qual não há cana de açúcar madura para ser moída nos engenhos. Para diminuir os efeitos desta sazonalidade, a unidade produtiva permitirá que seja formado um estoque de mel durante a fabricação do açúcar e da rapadura, o qual poderá ser, posteriormente – na entressafra – transformado em aguardente.

5. PROGRAMAÇÃO ANUAL DE PRODUÇÃO E VENDAS

Tabela 01. Programa Anual de Produção e Vendas

Produto	Embalagem	Preço Unitário(R\$)	Quantidade	Receita Total(R\$ 1,00)
Açúcar Mascavo	Sacos 1kg	1.70	36.000	61.200
Açúcar Mascavo	Sacos 2kg	3.40	18.000	61.200
Açúcar Mascavo	Sacos 50kg	85.00	360	30.600
Rapadura	Caixa 20x25g	0.90	228.480	205.632
Rapadura	Caixa 500g	0.90	57.120	51.408
Aguardente	600ml	0.72	248.668	179.040
TOTAL				589.080

6. DISTRIBUIÇÃO DE MATÉRIA-PRIMA POR PRODUTO

Tabela 02. Distribuição da Matéria-prima por Produto

Produto	Quantidade	Unidade	%
Açúcar Mascavo	1.200	Tonelada	40.0
Aguardente	120	Tonelada	4.0
Rapadura	1.680	Tonelada	56.0
Total	3.000	Tonelada	100.0

Tabela 03. Índices Técnicos

- Produção do açúcar mascavo: 75 kg por tonelada de cana
 - Produção de rapadura : 85 kg por tonelada de cana
 - Produção de aguardente
 - A partir do caldo de cana: 115 litros por tonelada de cana
 - A partir do mel residual(ou mel de furo): 32.55 litros por tonelada de cana
- Destinada à produção de açúcar mascavo e rapadura
- A partir da cachaça: 14.46 litros por tonelada de cana destinada à produção de açúcar mascavo e rapadura.

A produção foi calculada com base em um turno contínuo de 12 horas diárias, trabalhando 22 dias úteis por mês, durante 12 meses por ano

Serão gerados 18(dezoito) empregos diretos na época da moagem e 8 na entressafra, quando apenas será produzida aguardente, conforme citado anteriormente.

Tabela 04. Investimentos Fixos de Capital de Trabalho

Discriminação	Valores em R\$ 1.00	%
Investimentos Fixos	414.00	95
Elaboração de Projetos	9.000	2
Terreno	10.000	2
Construções Civas	134.000	31
Equipamentos e Instalações	252.000	58
Assistência Técnica	9.000	2
Capital de Trabalho	22.000	5
Total	436.000	100

Tabela 05. Dados Econômicos Financeiros

Discriminação	Valores
Investimentos Total	436.000
Receitas Totais	590.000
Custos Totais	389.000
Custos Variáveis	300.000
Custos Fixos	89.000
Lucro antes do imposto de renda	201.000
Margem de Contribuição	290.000
Rentabilidade em Relação aos Investimentos	46%
Ponto de Nivelamento	31%

7. PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS DOS ENGENHOS TRADICIONAIS

Os engenhos de beneficiamento de cana-de-açúcar que tradicionalmente operam no Estado de Pernambuco se caracterizam por terem sérias deficiências técnicas e operacionais.

Em Diagnóstico do Setor Rapadueiro de Pernambuco, realizado pelo SEBRAE-PE e EMATER em 285 engenhos da Região do Sertão, foi constatado que:

1. Os engenhos têm se limitado a produzir apenas rapadura e mel de engenho, havendo um pequeno número que fabricam outros tipos de produto. Do total desses engenhos: 255 produzem rapadura; 117 mel de engenho; 21 rapadura batida; 4 rapadura granulada e apenas 1, açúcar mascavo.
2. O transporte da matéria-prima, em mais da metade dos engenhos é feita em lombos de mulas e jumentos, cerca de 40% utilizam carros-de-boi e apenas 21% empregam caminhões.
3. Quanto à fonte energética, 86% utilizam lenha, vindo o uso do bagaço em segundo lugar, aumentando portanto a desertificação da Região.
4. As instalações civis apresentam várias deficiências, como área construída muito reduzida para a atividade industrial, com 14% deles com área menor do que 50m² e com cerca de 50% com aparência apenas sofrível.
5. Apenas 41% dos produtores possuem energia elétrica e 28% água encanada e piso de alvenaria.
6. Nenhum engenho possui telas nas janelas, providência fundamental para evitar contaminação por insetos dos produtos em processo.
7. A maior parte dos equipamentos tem entre seis e trinta anos. Com relação às moendas, cerca de 10% delas não são substituídas há mais de meio século.
8. Alguns produtores utilizam o aditivo branquito para clarear a rapadura. Prática não recomendada pelo fato desse insumo ser nocivo ao homem.
9. Falta padronização do produto final. Há cerca de 20 diferentes tamanhos de rapadura. Entre 32% dos produtores, a rapadura mais comum fabricada é a de 500g. A de 1000g é produzida por 16% dos engenhos.

8. FLUXOGRAMA DO PROCESSO PRODUTIVO

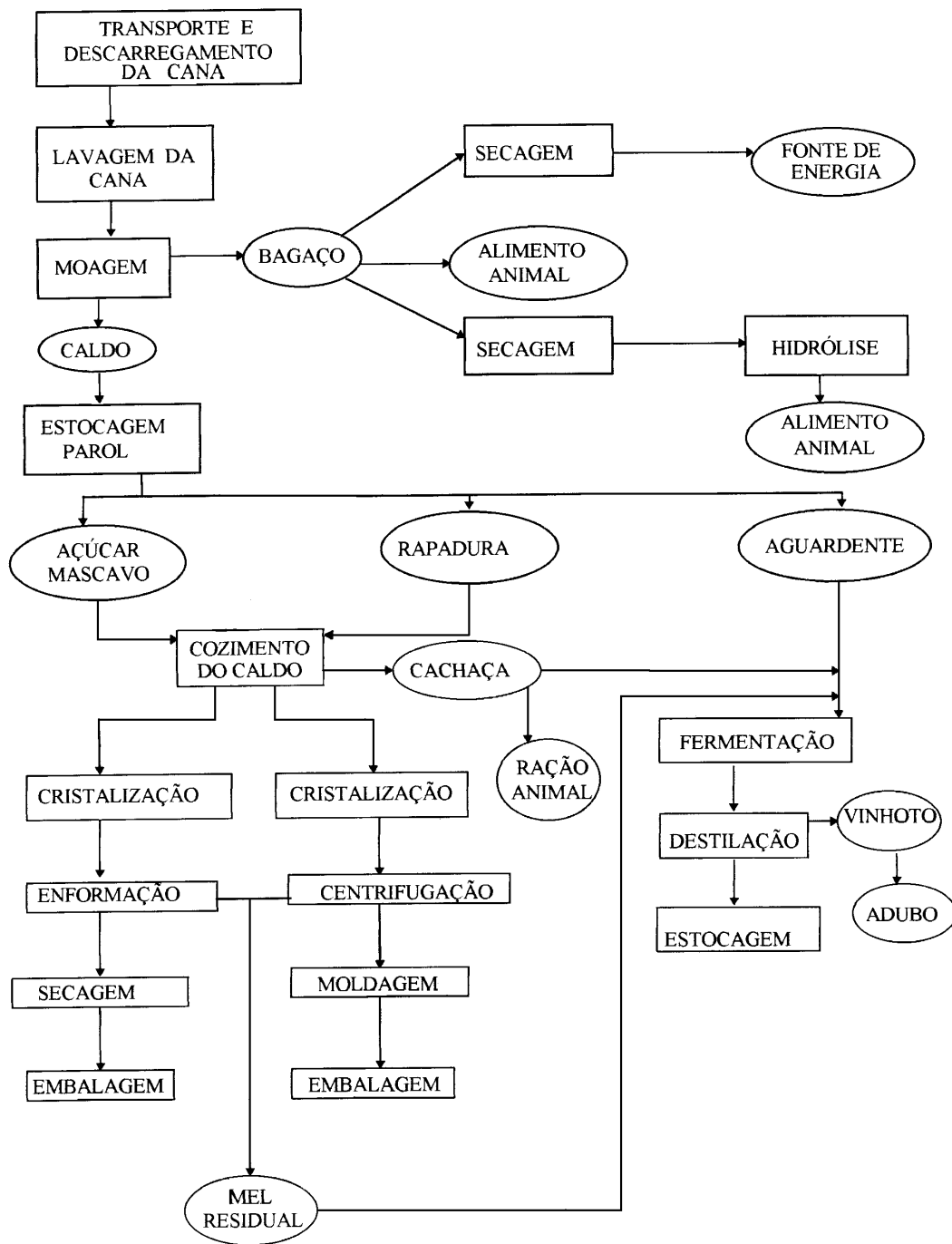


Fig. O1 Fluxograma do Processo produtivo

9. CONCLUSÕES

A implantação do projeto deste artigo, permitirá o resgate de uma experiência da Zona da Mata do Estado de Pernambuco, que já produziu artesanalmente, o açúcar mascavo, largamente utilizado, em épocas passadas, pela população, na sua culinária.

A produção artesanal da aguardente nos engenhos do Estado foi sendo paulatinamente substituída pela produção industrial em larga escala, fazendo com que os produtores tradicionais, passassem a apenas fornecer matéria-prima para as grandes engarrafadoras, perdendo por conseqüência, a importante característica de fabricação artesanal.

No tocante à produção de rapadura, o projeto irá introduzir na região da Zona da Mata, a fabricação de um produto de grande valor nutricional, importantíssimo para suprir parte das carências de calorias e de sais minerais, tão necessárias nesta região.

O principal aspecto inovador deste projeto é que ele atua na modernização do processo produtivo do açúcar mascavo, da rapadura e da aguardente. Com ele serão introduzidas inovações que irão melhorar a qualidade dos citados produtos. Essas modificações atuarão notadamente nos aspectos de padronização, higiene e embalagem.

Haverá melhorias quanto aos aspectos de higiene e padronização. Quanto à tecnologia, haverá modernização dos equipamentos, melhorias das instalações e do processo produtivo. A integração de dois processos tradicionais como a fabricação da rapadura, flexibilizando e inovando com a produção do açúcar mascavo mediante apenas algumas pequenas modificações no processo, permitirá que a produção seja direcionada conforme a demanda do mercado, para qualquer um dos três produtos.

10. BIBLIOGRAFIA

- Pessoa, G.L.,1990, "Fabricação de Rapadura e Açúcar Batido: Informe Técnico no 65", Universidade Federal de Viçosa, Minas Gerais, Brasil.
- Pessoa, G.P., 1996, "Projeto Para Instalação de Engenho de Beneficiamento de cana-de-açúcar", EMATER, Brasil.
- SEBRAE, 1995, "Diagnóstico do Setor Rapadueiro de Pernambuco; Relatório de Pesquisa de Campo Realizada em Outubro de 1995", Recife, Brasil.
- Bayma, C., 1974, "Tecnologia do Açúcar II. Cozimento, Cristalização e Turbinação - O Produto Mel Final e sua Utilização - Resíduos", Coleção Canavieira 15, M.I/Ciências e I.A.A, Rio de Janeiro, Brasil.
- Campos, J.C.S, Fonseca, JLF, 1990, "Tecnologia na Fabricação de Rapadura", Governo do Estado do Ceará - NUTEC, Fortaleza, Brasil.
- Oriá, H. F, Guedes, Z. B. L, Branco, C.S.C., 1990, "Valor Nutritivo e Condições Higiênicas de Rapaduras Produzidas no Ceará", Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, Brasil.

ESTUDO DA VIABILIDADE DE TÉCNICAS ALTERNATIVAS DE CONVERSÃO DE MOTORES A ÁLCOOL PARA O USO DE GASOLINA

José Antônio Ferreira Borges

Edsonei Pereira Parreira

Eduardo Thiago Coelho Vieira da Costa

Andréa Fernandes da Silva

Universidade Federal de Uberlândia, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campus Santa Mônica, Bloco M, 38400-902, Uberlândia, MG, Brasil. E-mail: zeborges@mecanica.ufu.br

Resumo

Este trabalho de pesquisa investiga a viabilidade técnica da conversão de motores a álcool para o uso de gasolina através de métodos alternativos de baixo custo. Nesta abordagem os motores convertidos deverão ser necessariamente equipados com carburador. Os resultados de desempenho, consumo, durabilidade e ocorrência de problemas são analisados. Destacam-se também aspectos relativos à aplicabilidade de cada técnica aos motores nacionais.

Palavras-Chave: Motores a álcool. Técnicas de conversão.

1. INTRODUÇÃO

A conversão bem feita de motores a álcool para o uso de gasolina sempre foi um procedimento caro e trabalhoso. O custo elevado desta transformação geralmente é associado à necessidade de redução da taxa de compressão original do motor a álcool através da troca dos pistões e/ou do cabeçote pelo original do motor a gasolina. Uma vez que esta conversão implica necessariamente na abertura do motor e na troca de algumas de suas peças básicas, ela se torna mais viável economicamente quando feita durante uma retífica.

Atualmente, grande parte da frota nacional de veículos movidos a álcool é equipada com carburador e se encontra envelhecida. Isto acarreta problemas crônicos de funcionamento, principalmente associados à corrosão do carburador. Quando um carburador usado em um motor a álcool tem sua proteção superficial rompida pela corrosão, esta se instala de forma generalizada e pode levar à completa destruição do componente.

Com um carburador corroído, agravam-se sobremaneira os problemas de regulagem, consumo excessivo, marcha lenta instável e dificuldade de partida a frio. Dentre todos estes problemas, talvez o pior seja a ocorrência de entupimentos frequentes dos orifícios calibrados do carburador por partículas do próprio revestimento anti-corrosão. Estas partículas se desprendem continuamente do carburador, sendo que nada pode ser feito para evitar este desprendimento. O problema ocorre com bastante frequência e muitas vezes causa a paralisação do veículo até que o entupimento seja eliminado. Além de grande desconforto, uma falha como esta pode ter implicações do ponto de vista da segurança geral do tráfego caso o veículo fique paralisado em local perigoso.

Na maioria das vezes, o motor a álcool convertido para gasolina pode continuar usando, sem problemas, o carburador original corroído desde que este seja recalibrado para as novas condições de funcionamento. Ao mudar de combustível o processo de corrosão é interrompido e o desgaste se mantém, bastando então para o bom funcionamento uma limpeza química e a substituição dos orifícios calibrados pelos correspondentes ao uso de gasolina.

Nos veículos equipados com injeção eletrônica de álcool o sistema pressurizado elimina a necessidade de um reservatório tipo cuba e a proteção contra a corrosão é mais eficiente que nos modelos carburados. Além disto, o controle eletrônico da injeção permite o ajuste dos parâmetros relativos à dosagem do combustível, compensando condições de operação desfavoráveis e praticamente elimina os problemas de regulagem do motor.

Do ponto de vista financeiro, um carburador novo pode custar em torno de 50 % a 60 % do valor de uma retífica, o que representa um valor muito elevado quando comparado com o valor de revenda de um veículo a álcool usado.

Desta forma, alternativas tecnicamente viáveis de conversão de motores a álcool para gasolina sem a necessidade de troca de peças básicas do motor nem do carburador desgastado seriam de grande interesse para resgatar, a baixo custo, o bom funcionamento destes motores.

2. CONSIDERAÇÕES GERAIS SOBRE COMBUSTÍVEIS

Do ponto de vista do uso em motores de combustão interna as diferenças mais importantes entre álcool e gasolina são:

- Poder calorífico: É a quantidade de energia fornecida pela queima do combustível. O poder calorífico da gasolina é maior que o do álcool.

- Velocidade de queima: Depende do combustível e de diversos fatores ligados à condição de funcionamento do motor, mas em geral a gasolina queima mais rápido que o álcool.

- Poder anti-detonante: É a capacidade que o combustível possui de resistir à temperatura e pressão sem se inflamar espontaneamente na presença de oxigênio. É desejado que o poder anti-detonante do combustível usado em um motor do ciclo otto seja o maior possível, permitindo ao mesmo trabalhar com uma taxa de compressão elevada. Por sua vez, uma taxa de compressão maior aumenta o rendimento termodinâmico do motor e aproveita melhor a energia contida no combustível. O poder anti-detonante é medido pela octanagem do combustível, sendo maior no álcool do que na gasolina.

As gasolinas comum e aditivada vendidas atualmente no Brasil possuem 80 octanas (MON) e suportam teoricamente uma taxa de compressão máxima de 9,5:1. Em alguns casos especiais, em virtude de geometria de projeto, consegue-se operar com uma taxa de compressão entre 11 e 12:1.

Em geral, uma variação de 4 pontos na octanagem de um combustível representa a possibilidade de se elevar a taxa de compressão em 1 unidade. Sendo assim, a gasolina premium, por apresentar em média 84 octanas (MON), consegue suportar uma taxa de compressão máxima de 10,5:1. Em casos especiais consegue-se operar com taxa de compressão entre 13 e 14:1.

Na tabela 1 são mostradas algumas das características mais importantes dos combustíveis atualmente vendidos no Brasil.

Tabela 1. Características dos combustíveis vendidos no Brasil.

Combustível	Octanagem MON	Poder Calorífico [Kcal / Kg]	Temperatura de Auto Ignição [°C]	Taxa de Compressão Máxima (aproximada)
Álcool Hidratado	92	5952	580	13,0 : 1
Gasolina Comum/Aditivada	80	10500	367	9,5 : 1
Gasolina Premium	84	10500	-----	10,5 : 1

3. PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DAS TÉCNICAS SELECIONADAS

3.1 Conversão por meio do atraso do eixo comando de válvulas

O fenômeno da detonação é decorrente da mistura no interior do cilindro atingir a sua temperatura e pressão de auto ignição. Esta ocorrência deve ser evitada a todo custo nos motores do ciclo otto, através da redução da temperatura na câmara de combustão.

A temperatura na câmara de combustão no final do ciclo de compressão é diretamente proporcional à pressão inicial no cilindro (final do ciclo de admissão e início da compressão) e à taxa de compressão. Uma vez que se pretende manter a taxa de compressão inalterada por motivos econômicos, deve-se trabalhar no sentido de reduzir a pressão inicial no cilindro de forma tal que ao final do tempo de compressão ela atinja, no máximo, o valor equivalente ao de um motor similar a gasolina.

Para efeito de implementação prática, uma das melhores maneiras de se reduzir a pressão inicial dentro do cilindro é atuar no eixo comando de válvulas de forma a atrasar a abertura e fechamento das válvulas. Isto induz uma maior perda de carga na admissão e conseqüentemente um menor rendimento volumétrico no enchimento dos cilindros.

O atraso do comando de válvulas deve ser feito com cuidado pois existe o perigo iminente de interferência entre a cabeça do pistão e as válvulas. Por medida de segurança, o comando de válvulas deve ser atrasado em apenas um dente por vez, quer seja o seu acionamento feito por correia dentada, corrente ou engrenagens. Recomenda-se fortemente que o motor seja girado com a mão a cada incremento no atraso a fim de certificar a ausência de interferência entre pistões e válvulas. A cada incremento no atraso deve-se também monitorar o valor da pressão de compressão nos cilindros de forma a mantê-la o mais próximo possível do valor medido para um motor similar a gasolina.

A medição da pressão de compressão nos cilindros é feita por meio de um medidor especialmente adaptado para esta função. O equipamento é montado no furo da vela e é composto por uma válvula de retenção de esfera ligada a um manômetro por meio de uma mangueira de alta pressão. De acordo com o procedimento normalmente utilizado para esta medição, desliga-se a ignição e o motor de partida é acionado com a borboleta do acelerador em sua posição de máxima abertura. Nestas condições de baixa rotação e aceleração total o rendimento volumétrico é favorecido, obtendo-se um bom enchimento dos cilindros e o valor máximo para a pressão de compressão (Heisler, 1995).

3.2 Conversão pela introdução de uma perda de carga controlada na admissão

Neste caso, o princípio básico da conversão é o mesmo do item anterior. A principal diferença é a forma com que se obtém um menor rendimento volumétrico do

motor e conseqüentemente uma menor pressão inicial no cilindro. Ao invés de atrasar o comando de válvulas, introduz-se no coletor de admissão um dispositivo que permite obter uma perda de carga controlada. Este dispositivo, basicamente um orifício de dimensões reguláveis, pode ser instalado entre a base do carburador e o coletor de admissão facilitando sua montagem e posterior ajuste.

Instalado o dispositivo, o orifício variável vai sendo gradualmente reduzido. Em cada etapa de redução é feita uma medição da pressão de compressão conforme especificado no item anterior. O dispositivo é então travado na posição em que o orifício proporcione uma pressão de compressão igual ao valor medido em um motor similar movido a gasolina.

3.3 Uso de gasolina premium de alta octanagem nos motores a álcool

Neste item, tem-se por objetivo estudar o comportamento de um motor a álcool quando abastecido exclusivamente com gasolina premium de alta octanagem. Conforme descrito no item 2, existe uma possibilidade concreta de se obter um funcionamento estável e livre de detonação mesmo em motores com elevada taxa de compressão.

Durante esta avaliação é importante observar o aumento da potência do motor devido ao maior poder calorífico da gasolina. Isto pode ter influência direta sobre a sua durabilidade.

3.4 Conversão usando junta de cabeçote mais espessa ou duas juntas sobrepostas

Neste caso, a abordagem é diferente das anteriores. A taxa de compressão é reduzida através do levantamento do cabeçote. Este levantamento pode ser obtido por meio de uma junta de cabeçote mais grossa ou então usando duas juntas de espessura padrão sobrepostas.

A elevação do cabeçote e conseqüentemente a ampliação do volume da câmara de combustão será feita de forma que a taxa de compressão final seja próxima daquela usada no motor similar movido a gasolina.

Uma vez que a união entre o bloco dos cilindros e o cabeçote é feita por uma ou duas juntas que somadas resultam numa espessura maior que a recomendada originalmente, existe uma maior probabilidade de queima destes componentes. Sendo assim, a durabilidade do motor convertido deve ser analisada de forma particular.

3.5 Redução da taxa de compressão do motor por usinagem na cabeça dos pistões

O princípio de funcionamento deste método é semelhante ao anterior, porém, neste caso o aumento do volume da câmara de combustão e a redução da taxa de compressão são obtidos pela usinagem da cabeça do pistão.

Esta técnica conserva a junta do cabeçote com sua espessura original, mas a sua viabilidade depende de uma análise caso a caso para verificar a possibilidade de usinagem do pistão entre o topo de sua cabeça e o canal do primeiro anel de compressão.

A operação de usinagem geralmente fica limitada a um máximo de 2 ou 3 milímetros e torna a conversão irreversível. Usinagens mais profundas não são indicadas, uma vez que a espessura reduzida da cabeça dos pistões os torna mais propensos a furos em caso de superaquecimento.

Esta técnica de conversão pode ser utilizada em conjunto com a do item 3.4, principalmente em casos onde a relação entre o curso do pistão e o diâmetro do cilindro

for elevada. Nestes casos, a simples colocação de duas juntas de cabeçote ou a usinagem da cabeça do pistão feitas separadamente podem não ser suficientes para reduzir a taxa de compressão a níveis aceitáveis para o uso de gasolina.

3.6 Alterações secundárias necessárias em todas as técnicas de conversão

Depois de aplicada a técnica de conversão, deve-se atentar para algumas modificações complementares que são fundamentais para o sucesso da operação.

A primeira modificação necessária é a troca de todos os orifícios calibrados (giclês) do carburador pelos equivalentes do motor a gasolina. Caso existam sistemas auxiliares de aquecimento no corpo do carburador por meio de água quente ou gás de escapamento, estes sistemas devem ser desativados como medida de segurança.

Outro aspecto de fundamental importância para o sucesso e durabilidade do motor após a conversão é o ajuste cuidadoso do novo ponto de ignição. Como a gasolina queima mais rápido que o álcool, a manutenção da mesma curva de avanço só é aceitável se o ponto (avanço) inicial for atrasado. Se isto não for feito, a detonação ocorrerá não mais devido à elevada taxa de compressão e sim pela frente de chama que se propaga antes da hora na câmara de combustão. Existe também a necessidade de substituir as velas originais de grau térmico mais frio pelas de grau térmico mais quente, próprias para o uso gasolina. Isto é necessário pois o motor convertido trabalhará numa temperatura mais baixa e as velas frias podem ficar sujeitas ao acúmulo de carvão em seus eletrodos. Com o motor em funcionamento, este carvão acumulado pode ficar incandescente e se tornar um ponto quente na câmara de combustão. Se este ponto quente evoluir, ele pode causar a pré-ignição ou até mesmo um furo na cabeça do pistão.

De acordo com as necessidades específicas de cada caso em particular, podem ser necessárias outras alterações secundárias para garantir o perfeito funcionamento do motor, as mais prováveis são: substituição da válvula termostática e do interruptor do sistema de refrigeração, eliminação da válvula Termac na admissão e instalação de tubulação para o retorno da gasolina excedente no carburador.

4. RESULTADOS

O veículo utilizado nos testes foi um FIAT Elba 1986 mostrado na figura 1. Este veículo é equipado com um motor argentino de 1500 cm³ de cilindrada originalmente movido a álcool. A tabela 2 resume as principais características técnicas deste motor e de seu similar movido a gasolina.



Figura 1. Veículo utilizado nos testes.

Tabela 2. Ficha técnica do motor de teste e seu similar a gasolina

Características		1500 Álcool	1500 Gasolina
Cilindros		4 em linha	
Diâmetro x Curso [mm]		86,4 x 63,9	
Cilindrada [cm ³]		1498,57	
Taxa de compressão		11 : 1	8 : 1
Potência (ABNT)	kW	52,5	
	CV	71,4	
	Regime [rpm]	5500	
Torque (ABNT)	mdaN	12,1	
	kgm	12,3	
	Regime [rpm]	3000	

A partir das características mostradas na tabela 2, observa-se que este motor apresenta taxa de compressão relativamente baixa tanto na versão a álcool quanto na versão a gasolina. Outra qualidade importante que torna este motor especialmente adequado à experimentação das técnicas de conversão é o fato do diâmetro dos cilindros ser significativamente maior que o curso do pistão (motor sub-quadrado). Esta relação geométrica permite obter uma maior variação no volume da câmara de combustão com uma pequena alteração na espessura da junta do cabeçote ou através de usinagem na cabeça dos pistões. Além disto, o acionamento do eixo comando de válvulas é feito por correia dentada, o que facilita a alteração do seu sincronismo.

O câmara de combustão do motor de teste possui formato triangular conforme mostrado na figura 2. Esta geometria reduz a possibilidade de ocorrência de detonação uma vez que a vela de ignição é posicionada na parte mais volumosa da câmara, levemente deslocada para o lado da válvula de escape (Giacosa, 1970). Este posicionamento da vela de ignição apresenta as seguintes vantagens:

- A combustão se inicia nas proximidades da região mais quente da câmara (válvula de escape), impedindo que haja detonação devido à onda de pressão da frente de chama.
- A última região atingida pela onda de pressão da frente de chama contém apenas uma pequena quantidade de mistura devido à geometria afunilada da câmara. Isto minimiza o impacto de uma eventual detonação que ocorra nesta região.

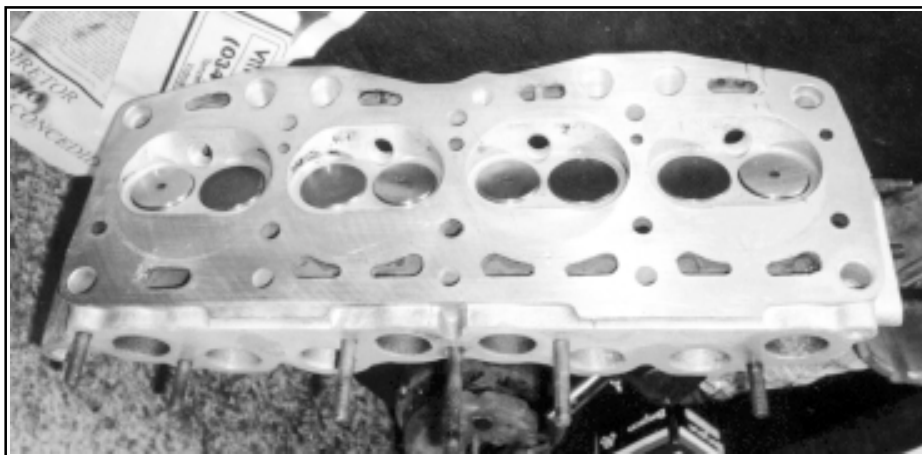


Figura 2. Detalhe das câmaras de combustão do motor de teste.

O motor do veículo apresentava-se em bom estado de conservação, porém o carburador estava bastante corroído e as falhas de funcionamento eram constantes. A simples troca do carburador representava um custo de R\$ 400,00 (valor equivalente a 50 % de uma retífica completa do motor).

4.1 Atraso do eixo comando de válvulas

Esta conversão foi realizada de forma bastante rápida e simples. As velas foram retiradas e a pressão de compressão original foi medida. O valor encontrado foi de 14 [kgf/cm²], o que comprova o bom estado geral do motor.

O eixo comando de válvulas sofreu um atraso total de 2 dentes, o que corresponde a aproximadamente 8°. Nesta condição, a pressão de compressão obtida foi de 12 [kgf/cm²], o que em um motor a gasolina corresponderia a uma taxa de compressão de aproximadamente 9,2:1 (Filho, 1983). Para efeito de comparação, a pressão de compressão medida em um FIAT Uno 1.5 ie ano 1993 a gasolina foi de 11,5 [kgf/cm²].

Após a conversão o carburador foi calibrado para o uso de gasolina e o ponto de ignição foi ajustado. Além disto, foram desativados os três sistemas de aquecimento da mistura: válvula Termac, aquecimento do carburador por água quente e aquecimento do coletor de admissão por gás de escape. A fim de melhor isolar termicamente o carburador do coletor de admissão, a base de alumínio foi substituída por uma de madeira.

Por fim, foi colocada uma tubulação de retorno de gasolina para o tanque e a válvula termostática foi eliminada. Após algum tempo de uso, detectou-se a real necessidade de troca das velas por outras adequadas ao uso de gasolina uma vez que estava ocorrendo depósito de carvão nos seus eletrodos.

O consumo do veículo de teste foi avaliado através do acompanhamento de seu uso diário normal em percursos urbanos e rodoviários e o desempenho pela sensibilidade dos motoristas envolvidos na pesquisa. Os resultados obtidos foram bastante positivos, uma vez que não foi notada nenhuma alteração no desempenho do veículo, enquanto que o consumo de combustível foi sensivelmente reduzido. Seus valores médios passaram de 5,5 [Km/l] de álcool para 9,5 [Km/l] de gasolina na cidade e de 10 [Km/l] de álcool para 14 [Km/l] de gasolina na estrada. A confiabilidade do funcionamento do motor melhorou bastante, mesmo mantendo o carburador corroído. O problema da dificuldade de partida a frio em condições de baixa temperatura também foi completamente eliminado após a conversão.

O veículo convertido foi utilizado normalmente por cerca de 4000 [Km] e não apresentou problemas graves associados à conversão. A única deficiência crônica detectada foi uma leve tendência à detonação em rotações extremamente elevadas.

O custo total desta conversão ficou abaixo de R\$ 200,00 e se mostrou uma opção viável para aplicação em veículos com pequeno valor de revenda.

4.2 Uso de duas juntas de cabeçote sobrepostas

Nesta conversão o eixo comando de válvulas foi recolocado em sua posição original e a junta do cabeçote foi trocada por duas sobrepostas. Isto provocou uma elevação total do cabeçote estimada em cerca de 1 [mm]. Baseado nesta informação e na geometria do motor (diâmetro dos cilindros e curso dos pistões) foi determinado que a taxa de compressão original de 11:1 foi reduzida para 9,65:1.

Todas as alterações secundárias realizadas foram mantidas e os resultados obtidos foram ligeiramente melhores que no caso anterior. O desempenho melhorou ligeira-

mente enquanto que o consumo médio se manteve equivalente ao caso do comando de válvulas atrasado.

Nesta condição, o veículo foi utilizado por cerca de 1000 [Km] e não apresentou nenhuma espécie de problema, desaparecendo inclusive a tendência de detonação para qualquer regime de rotação.

O custo desta conversão se equivale ao caso anterior e também se mostrou compensador frente aos resultados obtidos.

4.3 Considerações

No estágio atual da pesquisa procura-se reproduzir os resultados obtidos até agora com outros motores bem como implementar as outras maneiras alternativas de conversão.

5. CONCLUSÕES

Pelo que foi apresentado neste trabalho pode-se concluir que alternativas viáveis para a conversão de motores movidos a álcool para o uso de gasolina podem apresentar grande aplicação no que diz respeito a resgatar as condições de normalidade de funcionamento de motores usados, sem a necessidade de grandes investimentos.

Os autores deste trabalho são plenamente favoráveis ao uso do álcool como combustível veicular, uma vez que este é um produto nacional, renovável e que proporciona alto desempenho aliado a baixos níveis de emissão de poluentes. Seus principais problemas, associados ao elevado consumo, dificuldade de partida a frio e corrosão já se encontram tecnicamente solucionados pelo uso de novos materiais e sistemas de injeção eletrônica de combustível.

Cabe destacar também que as possíveis vantagens financeiras apontadas neste trabalho estão sujeitas à política de preços dos combustíveis, controlada pelo governo.

6. REFERÊNCIAS

- Filho, P.P., 1983, "Os Motores a Combustão Interna", Editora Lemi S.A., Belo Horizonte, Brasil, 699 p.
- Giacosa, D., 1970, "Motores Endotérmicos"; HOEPLI - Editorial Científico Medica; 3ª Ed.; Barcelona; Espanha, 758 p.
- Heisler, H., 1995, "Advanced Engine Technology"; ISBN 1-56091-734-2; Society of Automotive Engineers, Inc.; SAE Order R-163; USA; 1995; 794 p.

PARALLEL/VECTOR IMPLEMENTATION OF A SPLIT-CHARACTERISTIC BASED FEM FORMULATION FOR SHALLOW WATER EQUATIONS

Ramiro Brito Willmersdorf

Paulo Roberto Maciel Lyra

Universidade Federal de Pernambuco, Departamento de Engenharia Mecânica, 50740-530, Recife, PE, Brasil.

Pablo Ortiz

Centro de Estudios de Técnicas Aplicadas, CEDEX, Alfonso XII,3,E-28014, Madrid, Spain.

Abstract

The solution of large scale geophysical flows is important for realistic prediction of natural phenomena. Such analysis demand very long computational times and large amount of computer memory. We present a parallel implementation for shared memory computers of a finite element method for the solution of the Shallow Water equations. A semi-explicit split Characteristic-Galerkin formulation is used, which removes the wave celerity from the computation of the stability limit. This formulation allows the use of Galerkin-type spatial discretization with fractional time steps, in which the velocities are computed explicitly and the pressure field is computed through the solution of a system of linear algebraic equations, originated from a Laplacian-type equation, solved using the conjugate gradient method. The parallelization of the computational system is done with the introduction of compiler directives to force the most important loops of the program to run concurrently on more than one processor. We analyse the performance of the parallel implementation and robustness of the formulation with simulation of some model problems and some realistic geophysical flows.

Keywords: Parallel Processing, Finite Element Method, Hydrodynamic Flow Simulation

1. INTRODUCTION

Shared memory parallel computers have become commodity items. Dual processor motherboards for personal computers are readily available and quite affordable, while motherboards with four processors, suitable to very high performance workstations, are easy to find and cost a few thousand dollars. A complete parallel computer, with four very high performance Xeon processors, whose performance is higher than most scientific supercomputers of a few years ago, can be bought for less than ten thousand dollars.

Multitasking operating systems can and do make use of this multiple processors to run several jobs simultaneously, therefore increasing the throughput of the system. In the field of

computational mechanics, however, the main attraction of these multiprocessor systems is to reduce the running time of numerical simulation. We will show how easily we can obtain very good performance gains on a program for solving shallow water equations. The structure of this program, in particular, the parts of the program that are responsible for most of the running time, are very similar to programs that are used for the solution of incompressible viscous flows, Euler equations and even the full Navier-Stokes equations, therefore the same good performance can be expected in these programs.

2. SHALLOW WATER ALGORITHM

Zienkiewicz and Ortiz (1995) developed the algorithm and computer implementation for the solution of the shallow water equations, and these are described in detail in his work. The algorithm is based on a fractional step procedure. The semi-explicit formulation allows the critical time step to depend on the velocity and not on the wave celerity, as is the case with fully explicit Taylor-Galerkin approximation. This formulation is therefore better suited to the analysis of long wave propagation in shallow waters.

The pressure (or elevations of the free surface) is calculated by solving a Laplacian-type equation. This self-adjoint equation ensures that the Galerkin space discretization is optimal and allows the use of a conjugate gradient solver. The velocities are computed explicitly in two stages with the characteristic-Galerkin method, first omitting the pressure gradient term from the momentum equations and then using the new computed pressure to correct the velocity terms.

3. COMPUTATIONAL ASPECTS

One of the simplest, but most useful, tools for analysing and improving the performance of a computer program is the run time execution profile. This is a record of how much time is spent on each routine. Modern development environments have sophisticated graphical tools to help creating and analysing the profile, and can even use the profile information during the optimization phase to increase the performance of the program. The shallow water solver used in this work is relatively small, with no great algorithmic complexity, so the simple unix tools, “prof” and “gprof” were used.

A summary of the profile data for the shallow water program is shown in table 1 for some representative runs of the program. This profile data was obtained using a PC with a AMD-450Mhz processor and 128Mbytes of memory. We also took profiles with a Sun Enterprise 450, with similar results. In all cases, the programs were run for 200 iterations. In table 1, “Total time” lists the total execution time for the 200 iterations, and `pcgsol`, `get1st`, and `getend` are the percentage of the total execution time spent on each of these routines for each case. The remaining routines are not listed since the time spent on each of them is always very small.

“Small-C”, “Medium-C”, and “Large-C” are models of the same rectangular channel with different meshes. “Severn” is a model of the Severn Estuary in Wales, and “Anular” is a model of an annular harbour. These problems are described in the work of Zienkiewicz and Ortiz (1990). Clearly, any effort to improve the performance of this program must be directed first to the routine `pcgsol`, which accounts for about three quarters of the total run time. Additional effort can be spent on the routine `get1st`, and it is very questionable if any effort to optimize any other routine is worthwhile.

The routine `pcgsol` is an implementation of a Jacobi preconditioned conjugate gradient (PCG) method for the solution of a system of linear equations. This routine is called every time step during the computation of the pressure. The routine `get1st` updates the velocity in an explicit form and prepares the right hand side of system of linear equations for the PCG solution

Table 1: Run time execution profile

	Small-C	Severn	Medium-C	Anular	Large-C
Elements	32	256	860	2739	18430
Nodes	28	172	461	1445	9426
Total time(s)	0.28	3.6	10.5	34.8	282
Step time (s)	0.0014	0.018	0.053	0.174	1.4
pcgsol	54%	75%	75%	76%	76%
get1st	9.7%	14%	9.5%	9.8%	8.0%
getend	9.7%	3.0%	3.8%	3.5%	3.9%

in every time step.

3.1 PCG Operations

The PCG implementation used in this program is based on an EBE (element by element) formulation. In this formulation, the global “stiffness” matrix is never fully assembled, all operations are done with element matrices (King and Sonnad, 1987). There are three basic operations on this PCG implementation: vector additions, vector reductions and matrix vector multiplications (matvecs). These operations are described in detail below.

Vector-additions: These are loops over all the nodes in the mesh, with the following form (in pseudo fortran)

```
do ip = 1, npoin
  rg(ip) = frhs(ip) - apg(ip)
enddo
```

where `npoin` is the number of nodes in the finite element mesh, and `rg`, `frhs` and `apg` are vectors used in the PCG routine. The term “addition” is being used as a generic term for any algebraic operation between two vectors done node by node.

Vector-reductions: These are loops that obtain a scalar value out of a vector that spans all nodes of the mesh of the problem, typically when computing norms. A typical loop would be

```
aln = 0.0
do ip = 1, npoin
  aln = aln + rg(ip)*sg(ip)
enddo
```

where `rg` and `sg` are PCG vectors.

Matvecs: These loops are the core of the PCG routine. They implement the multiplication of the global “stiffness” matrix by a vector an element at a time, without forming the global matrix. A typical loop is

```
do ie = 1, nelm
  i1 = intma(1,ie)
  i2 = intma(2,ie)
  i3 = intma(3,ie)
  apg(i1) = apg(i1)+
    ke(1,ie)*pg(i1)+ke(2,ie)*pg(i2)+ke(4,ie)*pg(i3)
  ! Similar lines for nodes i2 and i3
enddo
```

where `intma` is the nodal connectivity array, `ke` stores the stiffness matrices for all elements, and `apg` and `pc` are PCG vectors. Of course the indices that appear on `ke` depend on the format of the storage of the element matrices. The implementation of the PCG method used in this work consists of a sequence of iterations, repeated until some convergence criterium is met, where each iteration is composed of the above operations. The sequence of global iterations is, by definition, sequential, therefore any attempt to improve the performace of this routine with parallel processing must be applied to the operations done inside each iteration, ie, the loops described above.

3.2 Get1st Operations

This routine prepares the right hand side of the sistem of algebraic linear equations for the PCG solution. It consists of a large loop of all elements, done on every time step. In this loop, most operations are local to each element. There are two situations when global values are updated. Global vectors are either indexed (therefore, updated) directly by the number of the element being considered, or they are indexed by the number of the nodes of the element being considered. We will see later that these are very different when this loop is to be executed in parallel. A simplified representation of the typical operations in this loop is:

```
do ie = 1, nelm
  area = 0.5 * geome(7,ie)      ! Local scalar variable
  ...                          ! Many local operations
  do ino = 1, 3                 ! Compute element variables
    locally = ...
    ...                          ! More local element operations
  enddo
  ...                          ! Many local loops as above
  fxsec(ie) = ct2 * delte(ie) ! Global update by elm. number
  ...
  do in = 1, 3                 ! Global update by node number
    ip = intma(in,ie)
    rhs(1,ip) = rhs(1,ip) + locally
  enddo
  ...                          ! Many operations as above
enddo
```

4. PARALLEL IMPLEMENTATION

Most, if not all, modern shared memory parallel computers are built following the CREW (concurrent read exclusive write) model (see Akl, 1989). Different processors are allowed to read the same memory location at the same time, however they cannot update the same memory location concurrently. The easiest and less intrusive way to parallelize the routines discussed above is doing it loop by loop, either automatically or with the introduction of compiler directives in the code. We used a Sun Microsystems Enterprise 450, with four 233Mhz processors, running Solaris 2.6, and all programming was done in the Workshop environment using version 4.2 of the fortran 77 compiler. The command line used for compilation of a single program module named `pcgsol.f` was:

```
f77 -fast -parallel -mp=sun -reduction -loopinfo -vpara
      -c pcgsol.o pcgsol.f
```

where `-fast` activates sequential optimization, `-parallel` turns on automatic and manual loop parallelization, `-mp=sun` chooses Sun's syntax for parallelization directives, `-reduction` turns on recognition of vector reductions and `-loopinfo` and `-vpara` are informational options. These options are fully documented online, on Sun Microsystems documentation site: <http://docs.sun.com/>. In this program, each routine is in its own separate file, so this command line was used to compile just two files, `pcgsol.f` and `get1st.f`. The remaining modules were compiled with the sequential optimization only. Of course, compatible options must also be passed to the linker when building the complete program.

When the compiler parallelizes a loop, each processor executes a subset of the loop iterations. It is necessary that the iterations be independent of each other, ie, an iteration must not depend on results of previous iterations. It is also necessary to ensure that more than one processor cannot write to same memory location at the same time, but there is no restriction of concurrent reads of the same location.

The actual scheduling of the iterations, ie, which iteration is assigned to each specific processor, depends on a policy that can be chosen by the user. For this problem though, all the iterations last the same time, there is no serious load balancing problem. The default scheduling policy, where iterations are assigned to processors in a round robin way, works very well and was adopted (see Sun's online documentation site).

The operating system must make calls to system libraries every time a parallel loop is started. This is very expensive in comparison with the startup of a sequential loop. This parallel overhead is very important, and only long loops can be parallelized efficiently. In fact, too short loops can actually run slower in parallel than sequentially. In many cases, the compiler cannot determine the number of iterations of a loop during compilation, so it generates both a sequential and a parallel version of the loop and decides which one to use when the program runs. Many times the programmer does know which loops will be short and can avoid this extra overhead with a compiler directive to force sequential compilation (`C$PAR DO SERIAL`).

4.1 PCG Operations

To improve the performance of the PCG routine, we have to parallelize the three types of loops described above: vector additions, vector reductions and matrix vector multiplications. The first two require no modifications to the source code, and are automatically recognized by the compiler, while the third requires a small change to source code.

Vector-additions: All iterations of the loop are obviously independent, and there is no possibility of different processors writing to same memory location, since the `ip` are necessarily different for different processors. The compiler recognizes this and these loops are automatically parallelized.

Vector-reductions: These loops are potentially problematic, since all iterations write to the same variable. This reduction cannot, as it is stated, be done in parallel. It is necessary to introduce a temporary variable for each processor, in which partial results for each processor are accumulated. When all processors finish, the partial results are accumulated by one of them into the final variable. The compiler does all of this automatically when given the appropriate option (`-reduction`).

Matvecs: There is obviously a problem with these loops. The loop is indexed by element number, while the global vector is updated by the number of the nodes of the element. In principle, it is quite possible that different processors be assigned different elements with a common node. It is then possible that these two (or more) processors try to update the same position of the vector `apq` at the same time, which would immediately crash the program.

This kind of data dependency is a traditional problem for vector processing, and it has been dealt with historically by “colouring” the mesh (see Hughes, 1987). To colour the mesh means to divide the mesh in disjoint subsets of elements, ensuring that no two elements in each subset share a node. This technique neatly solves the data dependency problem and has been successfully used for parallelization of finite element programs. Each colour is processed sequentially, and all processors work concurrently on the elements of each colour. As the elements of each colour do not have common nodes, all updates can be done in parallel in complete safety.

This approach has some drawbacks, however, for the kind of problem we were solving in the kind of parallel computer we were using. The meshes for our typical problems usually have a few thousand elements. These meshes are coloured with eight to eleven colours, on the average. The length of the inner loop over the elements of each colour is the number of elements divided by the number of colours times number of processors. In a typical case, we would have the number of elements divided by forty, or about forty or fifty elements per processor. In many of the examples we tried, we had just ten or even less elements per processor. The parallel overhead completely dominated the run time of these loops and we could not get acceptable efficiency. We decided to try a different approach. We split the loop in two, in the following manner:

```
do ie = 1, nelm
  i1 = intma(1,ie)
  i2 = intma(2,ie)
  i3 = intma(3,ie)
  lpg(1,i1) = apg(i1) + ke(1,ie)*pg(i1) + ke(2,ie)*pg(i2) +
    ke(4,ie)*pg(i3)
  ! Similar lines for other nodes
enddo
do ipoin = 1, npoin
  do ie = 0, iecount(ipoin)-1
    icurr = lstart(ipoin) + ie
    apg(ipoin) = apg(ipoin) + lpg(enodn(icurr),elmnod(icurr))
  enddo
enddo
```

where `lpg` is an array for the local element vectors and `iecount`, `lstart`, `enodn` and `elmnod` define, for each node, a list of elements that contain the node. The list is simple data structure: `iecount` stores the number of elements to which the node belongs, `lstart` is the position where the list of the elements for that node starts, `elmnod` is the number of the element that has that node and `enodn` is the position of the node in the connectivity array of the element. The remaining variables are as above. Both these loops are recognized by the compiler and parallelized automatically.

The matvec loops can be understood as a three stage operation, even if these three stages are not explicit. First, data is *gathered* from the global vector into a local vector (with size equal to the number of nodes of the element). Then element matrix is multiplied by the local vector, storing the result in the same local vector. Finally, the result of the multiplication (the local vector) is accumulated in the global vector (a *scatter-add* operation.)

It is safe to do the first stage in parallel with a loop indexed by element number since there is no problem in reading the same memory location concurrently. The second stage can also be done in parallel in the same loop, without any mesh colouring, *if* there is a separate local vector for each element. Of course, this results in a considerable increase in the memory usage of the program. As the program use triangular elements, a vector of three times the number of

elements in the mesh is necessary. Fortran 77 does not have dynamic memory allocation, so a vector of three times the *maximum* number of elements must be allocated during compilation. There are schemes to simulate dynamic memory allocation in fortran 77 programs, and, if lack of compliance with the language standard is acceptable, full memory allocation can be used. We decided not to employ any of these schemes, neither to use fortran 90 memory management constructs, to maintain compatibility with the original program and because our problems do not really use that much memory.

The third stage, the scatter-add, cannot be done in parallel in a loop indexed by element number without mesh colouring. We decided to separate this stage from the other two, splitting the matvec operation in two loops: the first indexed by element number does the gather and the multiplication; the second, indexed by node number, does only the final scatter-add. This second loop can be safely done in parallel since no two processors are ever assigned the same node number.

4.2 Get1st Operations

The `get1st` operations can be easily parallelized. Global updates by element number are trivially parallelized, just like the vector additions in the PCG routine. Global updates by node number present the same difficulty as the matvecs in the PCG routine, and can be treated in the same way. All local updates can be done in parallel, if the compiler keeps a copy of the variable for each processor (which can easily be requested by the programmer.) The only difficulty is that, due to the size and apparent complexity of the loop, the compiler misdetects data dependencies and does not parallelize the loop. A compiler directive (`C$PAR DOALL`) must be inserted before the loop to force the parallelization. When this directive is used, the compiler must know which variables of the loop are private to each iteration, and which variables are shared among all processors. The compiler has a simple heuristic (scalar variables are private, arrays are shared) that does not work for our program, so we have to state explicitly, with directives, which variables are shared and which are private. The syntax of these directives is: `C$PAR& SHARED(list of variables)` and `C$PAR& PRIVATE(list of variables)`. All variables that are used in the loop must appear in one of these two lists.

5. RESULTS

Table 2 shows the sequential and parallel run times for the examples described above. Also shown are the speed up (the sequential time divided by the parallel time, ideally, should be equal to the number of processors) and the efficiency (the speed up divided by the number of processors, ideally, should be equal to 1). The parallel overhead is quite evident, since the smallest problems actually run slower in parallel. This is expected. The larger problems, however, present very reasonable speed ups considering how few modifications were made to the program.

6. CONCLUSIONS

We used a shared memory parallel computer to obtain important reductions in the running time of a shallow water program. This economy allows the solution of larger scale problems or provides results in a shorter time frame. The necessary modifications of the source code are very simple and limited to a few routines, and the parallelization directives are easy to use. Parallel computers like the one used in this paper are already readily available, and will certainly take on an even more important role on scientific computation. The techniques presented here can be used to same effect on similar computer programs, and the same performance is expected.

Table 2: Parallel Performance

	Small-C	Severn	Medium-C	Anular	Large-C
Time Steps	2000	1000	1000	1000	500
Seq. time(s)	1.8	12	59	220	528
Two Processors					
Par. time(s)	2.9	14	44	135	295
Speed Up	.62	.85	1.34	1.76	1.79
Efficiency	32%	42%	67%	88%	89%
Three Processors					
Par. time(s)	–	–	37	105	220
Speed Up	–	–	1.6	2.1	2.4
Efficiency	–	–	53%	70%	80%
Four Processors					
Par. time(s)	–	–	36	88	186
Speed Up	–	–	1.6	2.5	2.9
Efficiency	–	–	40%	63%	70%

7. REFERENCES

- Akl, S.G., 1989, “The Design and Analysis of Parallel Algorithms”, Prentice-Hall International, UK, 401p.
- Hughes, T.J.R, Ferencz, R.M. and Hallquist, J.O., 1987, “Large Scale Vectorized Implicit Calculations in Solid Mechanics on a Cray X-MP/48 Utilizing EBE Preconditioned Conjugate Gradients”, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol 61, pp 215-248.
- King, R.B. and Sonnad, V., 1987, “Implementation of an Element-by-Element Solution Algorithm for the Finite Element Method on a Coarse Grained Parallel Computer”, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol 65, pp 47–59.
- Sun Microsystems, 1998, “Sun Workshop Compilers FORTRAN 77 4.2”, Sun Microsystems, USA.
- Zienkiewicz, O.C., and Ortiz, P., 1995, “A Split-Characteristic Based Finite Element Model for the Shallow Water Equations”, International Journal for Numerical Methods in Fluids, vol 20, pp 1061–1080.

ELEMENTO FINITO TRIANGULAR LINEAR HIERÁRQUICO - AVALIAÇÃO DO MODELO

Antonio Pedro Clapis

Faculdade Federal de Uberlândia

Campus Santa Mônica – Departamento de Projetos e Sistemas Mecânicos

Uberlândia - MG - Brasil E-mail: apclapis@mecanica.ufu.br

Resumo

O trabalho apresenta um desenvolvimento da formulação do elemento finito triangular hierárquico de grau dois, enfatizando-se o uso de coordenadas de área, a obtenção das funções de forma hierárquicas, forças equivalentes nodais sobre os parâmetros hierárquicos e o desenvolvimento das equações de equilíbrio, principalmente no que se refere ao vetor gradiente e a montagem da matriz de rigidez global com os termos hierárquicos. O modelo obtido tem como objetivo a busca de um estimador de erro de discretização do elemento finito triangular linear. A formulação obtida é avaliada através de exemplos tradicionais da literatura e os resultados numéricos (lineares e quadráticos) são comparados às soluções analíticas.

Palavras-chave: elemento finito, funções de forma, erro de discretização

1. INTRODUÇÃO

No método dos elementos finitos uma eficiente formulação do elemento é de suma importância nos problemas onde muitas malhas podem ser geradas na busca da solução de um problema específico. Elementos triangulares têm um papel importante nos métodos adaptativos numa análise com este método pois possuem uma polinomial completa e, portanto, oferecem certas vantagens sobre os elementos quadriláteros os quais empregam polinomiais com termos parasíticos, Serpa (1991) e Zienkiewicz (1971). Observa-se, ainda, pelas discussões em Zienkiewicz (1983), e Szabo (1981), que as vantagens do elemento triangular aumentam com o uso da formulação hierárquica.

A formulação hierárquica possui os seguintes méritos: utiliza soluções prévias na busca de um refinamento, permite um esquema simples de iteração na solução para refinamentos sucessivos, melhora o condicionamento da matriz de rigidez e nos fornece um imediato estimador de erro. A propriedade de melhorar o condicionamento da matriz de rigidez é atribuída ao fato que os graus de liberdade hierárquicos são perturbações adicionadas as soluções, obtidas com funções de forma de ordem mais baixa. Por isso a matriz resultante é mais diagonal do que a que se obteria utilizando a formulação clássica. Logo a diferença entre o máximo e o mínimo autovalor da matriz de rigidez normalmente é menor em uma formulação hierárquica.

O campo de deslocamentos (\hat{v}, \hat{u}) para qualquer ponto do elemento finito triangular linear dado em termos dos deslocamentos nodais vale:

$$\begin{Bmatrix} \hat{u}(L_1, L_2, L_3) \\ \hat{v}(L_1, L_2, L_3) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [N](L_1, L_2, L_3) & 0 \\ 0 & [N](L_1, L_2, L_3) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\bar{u}\} \\ \{\bar{v}\} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

onde $[N]$ é a matriz função de forma em termos das coordenadas de área

Porém alguns problemas com as funções de forma padrão ocorrem quando existe a necessidade de se usar um elemento mais refinado. Novas funções de forma terão que ser geradas e todos os cálculos terão que ser refeitos. Seria uma grande vantagem evitar esta dificuldade de modo que a função de forma não dependeria do número de nós da malha. Isto é alcançado através das funções de forma hierárquicas.

Como cada termo de $[N]$ corresponde ao deslocamento do vértice do elemento triangular e associando-se com o elemento hierárquico tem-se a seguinte função de forma

$$[N] = [N_1 \ N_2 \ N_3 \ N_\alpha \ N_\beta \ N_\gamma] = [L_1 \ L_2 \ L_3 \ 2L_1L_2 \ 2L_2L_3 \ 2L_1L_3] \quad (2)$$

onde os três primeiros termos estão associados aos graus de liberdade anteriores e os três últimos termos estão associados aos novos graus de liberdade para cada lado do elemento, nas direções x e y.

2. FORMULAÇÃO DO ELEMENTO TRIANGULAR HIERÁRQUICO DE GRAU 2

A expressão da energia de deformação, para o problema bidimensional, é dada por

$$U = \frac{1}{2} \iint \varepsilon^T D \varepsilon t \, dx \, dy \quad (3)$$

onde D é a matriz elasticidade, t é a espessura e ε é o vetor das deformações, ou vetor gradiente, e vale

$$\varepsilon = \begin{Bmatrix} \frac{\partial \hat{u}}{\partial x} \\ \frac{\partial \hat{v}}{\partial y} \\ \frac{\partial \hat{u}}{\partial y} + \frac{\partial \hat{v}}{\partial x} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \bar{u}_i \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \bar{v}_i \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \bar{u}_i + \frac{\partial N_i}{\partial x} \bar{v}_i \end{Bmatrix} \quad \text{onde } i = 1, 2, 3 \quad (4)$$

Para os componentes referentes ao campo hierárquico, tem-se

$$\begin{aligned} \frac{\partial N_\alpha}{\partial x} &= \frac{1}{A} (L_2 y_{23} + L_1 y_{31}); & \frac{\partial N_\beta}{\partial x} &= \frac{1}{A} (L_3 y_{31} + L_2 y_{12}); & \frac{\partial N_\gamma}{\partial x} &= \frac{1}{A} (L_3 y_{23} + L_1 y_{12}) \\ \frac{\partial N_\alpha}{\partial y} &= \frac{1}{A} (L_1 x_{13} + L_2 x_{32}); & \frac{\partial N_\beta}{\partial y} &= \frac{1}{A} (L_2 x_{21} + L_3 x_{13}); & \frac{\partial N_\gamma}{\partial y} &= \frac{1}{A} (L_1 x_{21} + L_3 x_{32}) \end{aligned}$$

Desenvolvendo-se então a equação (4), tem-se para o vetor das deformações a seguinte expressão:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2A} \begin{bmatrix} y_{23} & 0 & y_{31} & 0 & y_{12} & 0 & a & 0 & b & 0 & c & 0 \\ 0 & x_{32} & 0 & x_{13} & 0 & x_{21} & 0 & d & 0 & e & 0 & f \\ x_{32} & y_{23} & x_{13} & y_{31} & x_{21} & y_{12} & d & a & e & b & f & c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \\ \alpha_1 \\ \beta_1 \\ \alpha_2 \\ \beta_2 \\ \alpha_3 \\ \beta_3 \end{Bmatrix} \quad (5)$$

onde

$$\begin{aligned} a &= 2(L_2 y_{23} + L_1 y_{31}); & b &= 2(L_2 y_{12} + L_3 y_{31}); & c &= 2(L_1 y_{12} + L_3 y_{23}); \\ d &= 2(L_1 x_{13} + L_2 x_{32}); & e &= 2(L_2 x_{21} + L_3 x_{13}); & f &= 2(L_1 x_{21} + L_3 x_{32}); \\ A &= \text{área do elemento}; & \alpha \text{ e } \beta &= \text{campos de deslocamentos hierárquicos}. \end{aligned}$$

Substituindo (5) em (3) e desenvolvendo algebricamente a equação (2) observa-se que os coeficientes de rigidez originais permanecem preservados, sendo isto um dos méritos da formulação hierárquica conforme afirma Zienkiewicz [1983]. Todos os coeficientes adicionados à matriz de rigidez original podem ser calculados analiticamente pois as integrais são relativamente simples. As equações de equilíbrio iniciais aparecem então com os termos adicionais previamente calculados e, remontando-se as novas linhas e colunas correspondentes aos novos graus de liberdade, ficam:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{K}_{nh} \\ \mathbf{K}_{hn} & \mathbf{K}_{hh} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{\mathbf{u}}_n \\ \bar{\mathbf{u}}_h \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f}_n \\ \mathbf{f}_h \end{Bmatrix} \quad (6)$$

A matriz de rigidez inicial \mathbf{K} permanece invariável, possibilitando a recuperação de alguns coeficientes computacionais na ocorrência de refinamento. Isto já é uma das vantagens de se usar o elemento hierárquico. Além disso pode-se considerar $\bar{\mathbf{u}}_n = \bar{\mathbf{u}}$ como uma primeira aproximação razoável da solução, que se pode utilizar como início de um processo iterativo de resolução, Zienkiewicz (1989), Bugeda (1991). Os parâmetros hierárquicos derivados da solução das novas equações de equilíbrio valem:

$$\bar{\mathbf{u}}_h = \mathbf{K}_{hh}^{-1} (\mathbf{f}_h - \mathbf{K}_{hn} \bar{\mathbf{u}}) \quad (7)$$

3. FORÇAS NODAIS EQUIVALENTES HIERÁRQUICAS $\{ \mathbf{f}_h \}$

3.1 Carregamento ao longo do lado

A interpolação do campo de deslocamentos $u(s)$, ao longo do lado $(i - j)$, denominado $u(\xi)$, vale:

$$u(\xi) = \begin{bmatrix} \frac{(1-\xi)}{2} & \frac{(1+\xi)}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} + (1-\xi^2) \alpha_{ij} \quad (8)$$

onde $\begin{bmatrix} \frac{(1-\xi)}{2} & \frac{(1+\xi)}{2} \end{bmatrix}$ representa a interpolação nodal e $(1-\xi^2)$ representa a interpolação hierárquica. Reportando-se a Figura 1(a) a interpolação das forças distribuídas ao longo do lado $(i-j)$ permite uma variação quadrática e vale:

$$f_x(\xi) = \begin{bmatrix} \frac{(1-\xi)}{2} & \frac{(1+\xi)}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{x_i} \\ F_{x_j} \end{Bmatrix} + (1-\xi^2) F_x \quad (9)$$

onde F_x é a carga distribuída ao longo do lado $(i-j)$. O vetor das forças nodais equivalentes pode ser obtido a partir do trabalho realizado pela força $f_x(\xi)$, agindo sobre $u(\xi)$ ao longo de um lado $(i-j)$,

$$W = \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \\ \alpha_{ij} \end{Bmatrix}^T \int_{-1}^{+1} \begin{bmatrix} (1-\xi)/2 \\ (1+\xi)/2 \\ (1-\xi^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{(1-\xi)}{2} & \frac{(1+\xi)}{2} & (1-\xi^2) \end{bmatrix} d\xi \begin{Bmatrix} F_{x_i} \\ F_{x_j} \\ F_x \end{Bmatrix}. \quad (10)$$

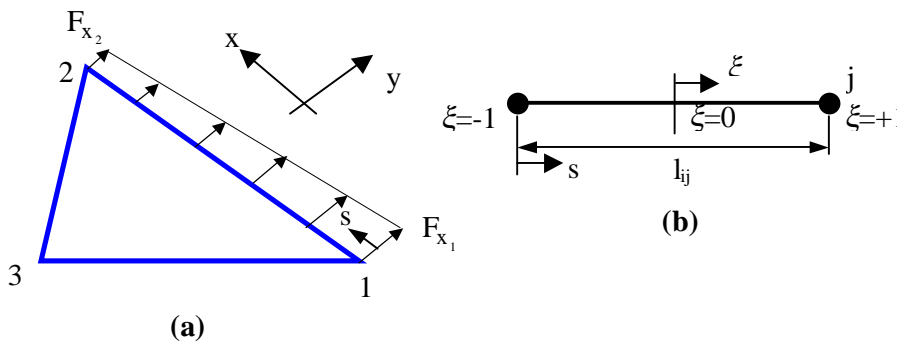


Figura 1 - Elemento triangular com carga ao longo do lado: (a) variação linear ao longo do lado 1-2; (b) coordenadas locais parametrizadas

Resolvendo-se a integral da equação (10), obtém-se para o trabalho a seguinte expressão:

$$W = \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \\ \alpha_{ij} \end{Bmatrix}^T \frac{1}{l_{ij}} \begin{bmatrix} 1/3 & 1/6 & 1/3 \\ 1/6 & 1/3 & 1/3 \\ 1/3 & 1/3 & 8/15 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_{x_i} \\ F_{x_j} \\ F_x \end{Bmatrix} \quad (11)$$

onde o vetor força equivalente para o lado do elemento triangular fica o seguinte

$$\{F\}_{eq} = I_{ij} \begin{Bmatrix} \frac{F_{x_i}}{3} & \frac{F_{x_j}}{6} & \frac{F_x}{3} \\ \frac{F_{x_i}}{6} & \frac{F_{x_j}}{3} & \frac{F_x}{3} \\ \frac{F_{x_i}}{3} & \frac{F_{x_j}}{3} & \frac{8F_x}{15} \end{Bmatrix} \quad (12)$$

3.2 Carregamento ao longo da área

A integral da equação (10) será modificada substituindo-se por uma integral da carga distribuída ao longo da área do elemento, $Q(x,y)$, dependente das funções de forma em coordenadas de área, equação (2). O vetor das forças nodais equivalentes ao longo da área para o caso de $Q(x,y) = Q$ (constante), usando-se as fórmulas de integração polinomial sobre o triângulo fica:

$$\{F\}_{eq} = Q A \begin{Bmatrix} 1/3 \\ 1/3 \\ 1/3 \\ 1/6 \\ 1/6 \\ 1/6 \end{Bmatrix} \quad (13)$$

4. EXEMPLOS DE APLICAÇÃO

4.1 Carga nodal equivalente ao longo da área e constante

A figura 2 apresenta uma viga sujeita ao carregamento de peso próprio, com espessura unitária, coeficiente de Poisson zero e módulo de elasticidade igual a 10. Foram usados 8 elementos triangulares lineares com grau hierárquico dois.

4.2 Carga nodal equivalente ao longo do lado e quadrática

Analisa-se uma viga, de seção transversal retangular, com cisalhamento aplicado na extremidade livre da mesma. A figura 3 apresenta as características dimensionais da viga, geometria da malha e o carregamento equivalente nodal. Adotou-se o módulo de elasticidade $E = 10000$, o coeficiente de Poisson $\nu = 0$ e a espessura $t=1$.

4.3 Carga nodal equivalente ao longo do lado e linear

Uma viga em balanço com uma carga distribuída constante, Q , aplicada na face superior está representada esquematicamente na figura 4. A mesma mostra um modelo discretizado com 20 elementos finitos triangulares lineares e hierárquicos de grau 2. A espessura da viga é unitária e as propriedades do material são módulo de elasticidade $E = 10000$ e coeficiente de Poisson $\nu = 0,3$.

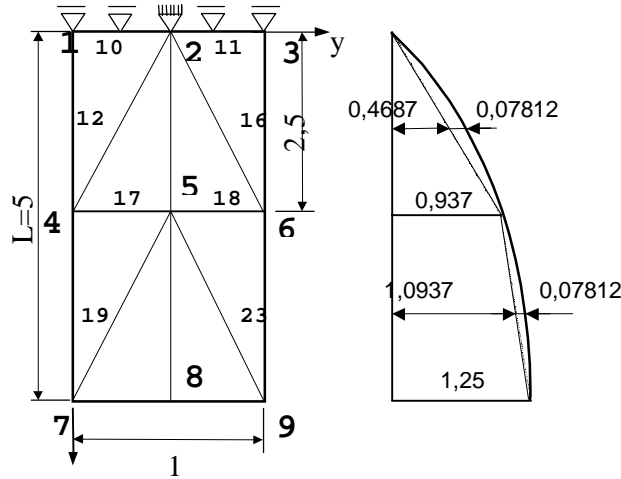


Figura 2 - Viga sob peso próprio e diagrama de deslocamentos na direção x

Tabela 1 - Comparação dos dados obtidos, numéricos e analíticos.

NÓ	x	Linear (\bar{u})	Proposto (\bar{u})	Analítico
4	2,5	0,93742	0,93750	0,93750
7	5,0	1,25000	1,25000	1,25000

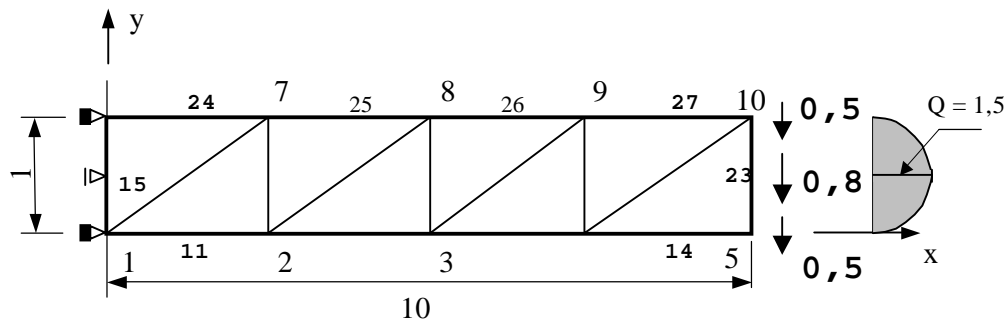


Figura 3 - Viga com cisalhamento na extremidade livre

Tabela 2 - Comparação de dados. Lineares, hierárquicos, e analíticos.

NÓ	x	Linear (\bar{u})	Proposto (\bar{u})	Analítico
7	2,50	-0,003148	-0,033877	-0,03437
8	5,00	-0,01088	-0,12393	-0,1250
9	7,50	-0,02167	-0,25147	-0,2531
10	10,00	-0,03388	-0,39776	-0,4000

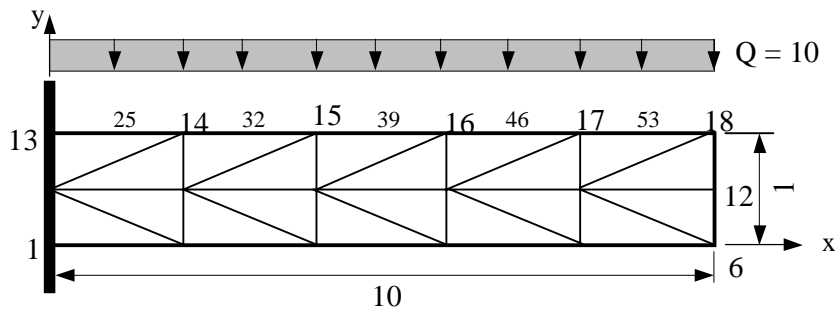


Figura 4 - Viga em balanço com carregamento distribuído constante e vertical.

Tabela 3 - Comparação numérica e analítica dos dados obtidos.

NÓ	x	Linear (\bar{u})	Proposto (\bar{u})	Analítico	Erro relativo %
14	2,0	-0,20405	-1,041498	-1,0480	0,62
15	4,0	-0,65014	-3,618349	3,6500	0,87
16	6,0	-1,2329	-7,070264	-7,1280	0,81
17	8,0	-1,8750	-10,918380	-11,0080	0,81
18	10,0	-2,5299	-14,876190	-15,0000	0,83

5. CONCLUSÕES

As tabelas 2 e 3 mostram para os deslocamentos em y, dos nós da linha superior da viga, que os resultados são bastante satisfatórios mesmo considerando que as discretizações são bastante grosseiras nas regiões dos maiores erros relativos..

Observa-se com isto que os resultados com a introdução dos parâmetros hierárquicos nas funções de forma do elemento triangular linear são confiáveis na avaliação do modelo para o objetivo a que se destina.

6. REFERÊNCIAS

- L. A. Serpa, “Otimização de malhas de elementos finitos pelo método da relocação dos nós na elasticidade linear”, Tese de Mestrado, UNICAMP, Campinas, 1991.
- B. A. Szabo, P. K. Basu and D. A. Dunavant, “Quality control in finite element analysis”, Proc. Int. Conf. on Computing in Civil Engineering, New York, May, 1981, pp 15-26.
- O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor and J. M. Too, “Reduced integration techniques in general analysis of plates and shells”, Int. J. Num. Meth. Eng., 3, 275-290, 1971.
- O. C. Zienkiewicz, J. P. de S. R. Gago and D. W. Kelly, “The hierarchical concept in finite element analysis”, Comp. Struct., 16, 53-65 (1983)

PROJETO E ADAPTAÇÃO DE UMA MÁQUINA DE ENSAIO DE IMPACTO PARA OSSOS LONGOS DE ANIMAIS DE PEQUENO E MÉDIO PORTE

Ricardo Marinzeck Santos

José Baptista de Portugal Paulin

Antônio Carlos Shimano

Universidade de São Paulo, Escola de Engenharia de São Carlos / Faculdade de Medicina de Ribeirão Preto / Instituto de Química de São Carlos, 14049-902, Ribeirão Preto, SP, Brasil.

E-mail: marinzeck.aux@auxiliadora.com.br

Resumo

As fraturas dos ossos longos são, geralmente, provocadas por esforços dinâmicos de impacto. O esclarecimento do comportamento destes ossos submetidos a testes de impacto, pode representar um avanço no conhecimento das questões que envolvem as fraturas. Os testes são realizados, normalmente, em uma máquina provida de martelo pendular que incide sobre corpos de prova. Porém, as máquinas de impacto disponíveis são projetadas para ensaiar peças com dimensões normatizadas, de acordo com o material, e não são adaptadas para materiais biológicos, que são anisotrópicos, o que impede a confecção de corpos de prova com dimensões rigorosamente padronizadas. Foi o objetivo deste trabalho, projetar, construir e testar, comparativamente a outra máquina comercialmente disponível, uma máquina de ensaio de impacto especificamente destinada a materiais biológicos, com possibilidade de variação dos vãos entre os apoios dos corpos de prova, o que flexibiliza o ensaio de acordo com as características de cada corpo de prova.

Palavras-chave: máquina de impacto, ensaio de impacto, ensaio dinâmico, ossos longos.

1 INTRODUÇÃO

O comportamento de um material, pode ser avaliado através de suas propriedades mecânicas, por meio de ensaios com a aplicação de cargas estáticas. O conhecimento de tais propriedades auxilia os profissionais dedicados a reabilitação óssea a entender o comportamento dos ossos no organismo de acordo com sua arquitetura e função e, também, se outros materiais podem ser utilizados para substituir os ossos ou parte deles, como no caso dos implantes.

A resistência mecânica dos materiais depende da forma como a carga é aplicada e da deformação resultante ocorrida. Muitos podem resistir a grandes carregamentos se as cargas forem aplicadas durante um longo período de tempo (ensaio estáticos). Se uma carga é aplicada repentinamente (ensaio dinâmicos), o material pode falhar e parecer ter menor resistência (HORATH, 1995). Dos ensaios dinâmicos que podem ser realizados, o de impacto é o que mais se aproxima da simulação das fraturas de ossos ocasionadas por acidentes, sendo um dos primeiros ensaios empregados no estudo de fratura frágil de materiais em geral.

Devido ao fato das propriedades dos materiais dependerem da taxa de deformação, ensaios têm sido propostos e normatizados para determinar a energia requerida para romper

uma amostra de um material, quando submetida a carregamento repentino. Estes ensaios são chamados de “ensaios de impacto”.

Existem vários modelos teóricos que tentam descrever o comportamento do material quando submetido a uma carga de impacto, porém métodos experimentais ainda são necessários para se obter estas propriedades com mais exatidão. O método experimental mais fácil de ser empregado é a produção de ondas de tensão em um sólido pela colisão de uma massa, onde geralmente é utilizado um martelo de impacto.

1.1 OBJETIVO DO TRABALHO

Com o objetivo de quantificar a energia absorvida por materiais biológicos (ossos longos de animais de pequeno e médio porte), devido a um carregamento de impacto, foi desenvolvido o projeto e confeccionada uma Máquina de Ensaio de Impacto (MEI - 50), que permita o ajuste da distância entre os apoios às dimensões das peças a serem ensaiadas.

1.2 ASPECTOS TEÓRICOS DO ENSAIO DE IMPACTO

A mecânica do impacto envolve não somente a questão da tensão induzida, mas também considerações de transferência, absorção e dissipação de energia.

No projeto de estruturas e máquinas, um esforço deve ser feito para prover absorção do quanto for possível de energia através da ação elástica e secundariamente alguma forma de amortecimento para dissipá-la. Durante anos, o desenvolvimento de um ensaio de impacto para avaliar as relações de tensão e deformação de um material era feito em peças não entalhadas, dificultando a análise da região fraturada; posteriormente, com o advento da padronização dos ensaios de impacto com cargas de flexão, foram adotados os corpos de prova tipo *Charpy* e *Izod*, que possuem um entalhe como forma de precipitar a fratura naquela região.

Nos ensaios com corpos de prova entalhados, o estado de tensão em torno do entalhe é triaxial e não uniformemente distribuído ao longo do corpo de prova, suficiente para provocar uma ruptura de caráter frágil (HORATH, 1995). O ensaio de impacto em corpos de prova entalhados tem limitada significação e interpretação, sendo úteis apenas para fim de comparação dos materiais ensaiados nas mesmas condições pois provêm valores proporcionais de resistências devido ao entalhe, não fornecendo um valor acurado de resistência ao impacto (SOUZA, 1974).

A resistência ao impacto, obtida pelo ensaio de impacto em corpos de prova entalhados, é influenciada por uma série de fatores: a máquina de teste irá influenciar os resultados visto que a energia absorvida pode variar de máquina para máquina; a velocidade de impacto irá modificar naturalmente os resultados do ensaio; a forma e o tamanho do entalhe irá influenciar a resistência ao impacto, pois uma diminuição desta resistência ocorre com o aumento do tamanho do entalhe (MARIN, 1962).

Segundo a normatização existente, os itens a serem avaliados no ensaio de impacto são: fundação para fixação da máquina, apoios e suportes do corpo de prova, forma e entalhe do corpo de prova, massa pendular e velocidade de impacto da massa pendular.

Os principais requisitos de uma máquina de ensaio de impacto devem ser:

- 1) Uma massa pendular que deve fornecer energia cinética suficiente para causar ruptura do corpo de prova colocado no caminho;
- 2) Um apoio lateral e um suporte no qual o corpo de prova é colocado;
- 3) Recurso para medir a energia residual da massa móvel após a ruptura do corpo de prova.

A energia cinética é determinada pela massa do pêndulo e altura de queda a partir do centro de massa do pêndulo. O pêndulo deve ser fixado ao eixo de rotação de forma tal que

reduza o desvio lateral e a fricção na oscilação quando da queda em direção ao corpo de prova. O mecanismo de queda deve ser construído para reduzir qualquer desaceleração ou aceleração do movimento e também efeitos vibratórios.

O suporte deve ser pesado o suficiente em relação à energia de golpe, para que a energia de impacto não seja perdida devido a qualquer tipo de deformação ou de vibração das partes da máquina (HORATH, 1995).

2 MATERIAL E MÉTODOS

2.1 MONTAGEM DA MÁQUINA DE IMPACTO

A confecção da máquina foi baseada na Norma Européia EN 10.045 – Partes 1 e 2. Para a confecção da máquina foram utilizados os materiais listados na Tabela 2.1. As cantoneiras, chapas e barras são de aço 1020.

Tabela 2.1 – Relação dos materiais utilizados na construção da máquina de impacto.

N.º	Quant.	Material	Utilização	Especificação
1	01	Chapa de aço de 1”	Base	600x350 [mm]
2	02	Cantoneira de aço	Apoios laterais	4”x4”x ½”
3	02 / 02	Chapa de aço de ¾”	Estruturas / suportes laterais	1000x1000 [mm]
4	04	Chapa de aço de 1”	Martelo / Disco	Ø300 [mm]
5	01	Barra de aço cilíndrica Ø 20 mm	Eixo	210 [mm]
6	32	Parafuso allen	Fixação das cantoneiras	½”x 1 ¼”
7	12	Parafuso allen	Fixação dos apoios	¼” x ½”
8	02	Rolamento de esferas	Eixo de rotação	17 x 35 x 10

A chapa de aço N.º 1, foi utilizada como base de sustentação das peças componentes da estrutura da máquina (Figura 2.1-A). Nela foram parafusadas as cantoneiras N.º 2, para dar sustentação ao conjunto (Figura 2.1-B). As estruturas laterais (Figura 2.1-C), obtidas da chapa N.º 3, foram cortadas utilizando-se de um pantógrafo e parafusadas junto às cantoneiras na posição vertical; em sua parte superior foram feitos furos para o acoplamento dos rolamentos, N.º 8, e do eixo de rotação, N.º 5. Desta mesma chapa foram confeccionados os suportes laterais (Figura 2.1-D), sendo soldados às cantoneiras e parafusados às estruturas laterais com a finalidade de evitar a movimentação horizontal das estruturas e para o aumento da estabilidade do conjunto. As dimensões do disco do martelo (Figura 2.1-E), obtido da chapa N.º 4, foram determinadas através do cálculo da posição do centro de massa desta peça, para que este se localizasse o mais próximo possível do elemento a ser ensaiado (o corpo de prova) e também das estruturas laterais. Na confecção do martelo foi utilizada a barra de aço circular N.º 5 como haste desta estrutura, cortada no comprimento de 202 mm, roscando o disco à

barra em uma das extremidades e, na outra, um acoplamento, de dimensões especificadas no mesmo desenho, fazendo a ligação da haste do martelo com o eixo de rotação sustentado pelos rolamentos (Figura 2.1).



Figura 2.1 – Detalhamento construtivo da máquina de impacto para ensaios de ossos longos, com o martelo em posição de descanso. A – base de sustentação de toda a estrutura. B – cantoneiras. C – estruturas laterais. D – suportes laterais. E – disco do martelo .

Os suportes e apoios dos corpos de prova foram fresados e plainados nas dimensões especificadas no projeto e fixados à estrutura lateral utilizando os parafusos N.º 7. Para o apoio do corpo de prova tomou-se o cuidado de verificar o ângulo entre a apoio vertical e o suporte (Figura 2.2) da peça que deve ser $90^\circ \pm 2^\circ$ (EN 10.045 - 1). De acordo com a mesma norma, o chanfro posterior dos apoios deveria obedecer a um ângulo de $11^\circ \pm 1^\circ$, porém, o ângulo de 45° foi adotado na confecção. Este procedimento foi tomado com o intuito de evitar que o corpo de prova (osso) ficasse preso, entre o martelo e os apoios, durante a realização do ensaio, considerando que suas dimensões não são padronizadas como as especificadas para os

ensaios de materiais não biológicos e, conseqüentemente, influenciar diretamente nos resultados dos ensaios.

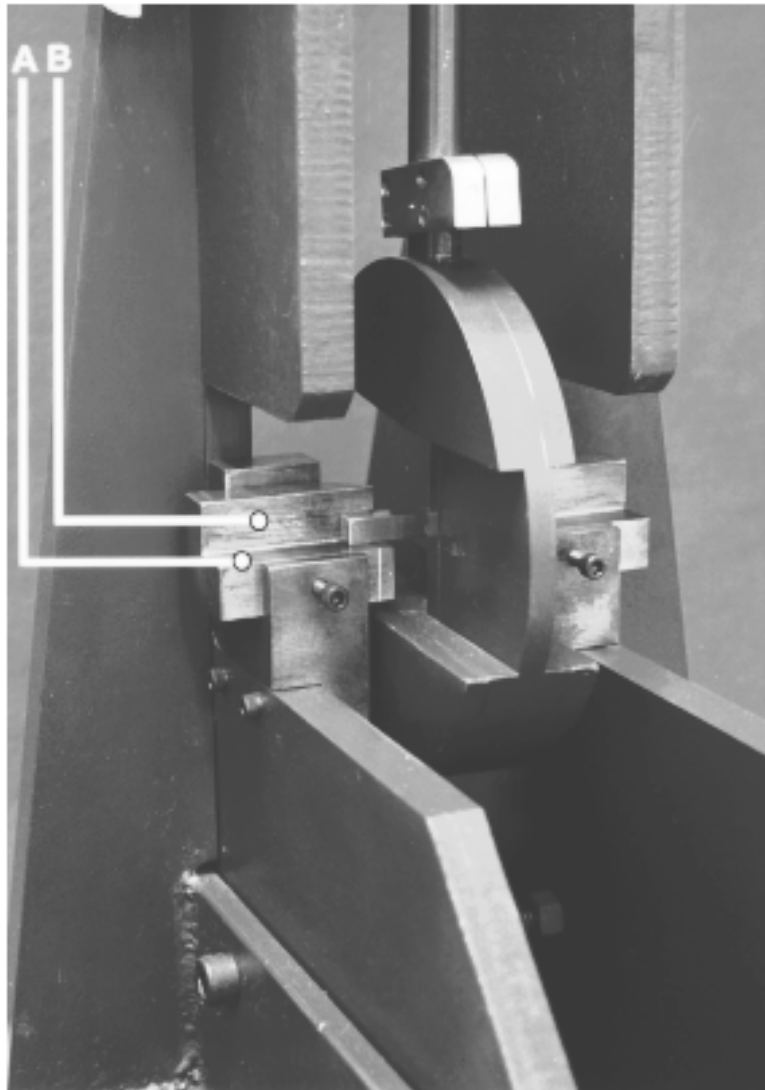


Figura 2.2 – Detalhamento dos apoios (A) e suportes (B) do corpo de prova.

2.1.1 Confeção da escala graduada

A confecção da escala do goniômetro foi executada com base em ensaio preliminar realizado em uma máquina de ensaio de impacto HECKERT - PSd 50/15, operando por sistema digital, do Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística da Escola de Engenharia de São Carlos – USP.

2.1.2 Verificação do alinhamento das peças da máquina

Segundo a Norma Européia EN 10.045 - 2, algumas partes da máquina de impacto devem ser construídas com um índice fixado de tolerância para não afetar os valores das medidas nos ensaios. Por isso, na montagem da máquina, foram feitas as seguintes verificações de medida:

- 1) A máquina deve ser instalada em um plano de referência horizontal cujo desvio angular com relação ao plano vertical não deve ultrapassar 0,2 %.

- 2) O eixo de rotação do pêndulo deve ser paralelo ao plano de referência horizontal cujo desvio não deve ser maior que 0,2 %.
- 3) O pêndulo deve oscilar em um plano perpendicular ao eixo de rotação cujo desvio não pode ser maior que 0,3 %.
- 4) O pêndulo deve ser posicionado de tal forma que o centro do percussor coincida com o plano médio entre os apoios verticais, sendo que qualquer desvio não pode ser maior que $\pm 0,5\text{mm}$.
- 5) Os suportes devem ser montados paralelos a um mesmo plano. A variação das posições dos planos dos suportes não deve exceder 0,1 mm.
- 6) Os suportes devem ser montados de tal forma que quando a peça for posicionada, o seu eixo fique paralelo ao eixo de rotação com um desvio menor que 0,3 %.
- 7) Os apoios verticais devem ser posicionados no mesmo plano. A variação das posições dos planos dos apoios não deve exceder 0,1 mm.
- 8) O ângulo formado entre o plano dos apoios verticais e o plano dos suportes deve ser $90^\circ \pm 0,1^\circ$.
- 9) O ângulo entre a linha de contato do percussor e o eixo horizontal do martelo deve ser $90^\circ \pm 2^\circ$.
- 10) Nenhuma parte do pêndulo que passe entre os apoios verticais deve ser maior que 18 mm.
- 11) A resolução do indicador, r , é obtida dividindo a espessura do ponteiro pela mínima distância entre os centros de duas marcações adjacentes. Os valores recomendados para r são: 1:4, 1:5 e 1:10. A distância entre duas marcações adjacentes deve ser no mínimo 2,5 mm.
- 12) Uma divisão de escala não deve ser maior que 1 % da energia potencial inicial e deve permitir a estimativa de um incremento de no mínimo 0,25 % da energia potencial inicial.

2.1.3 Energia absorvida

Na determinação da energia absorvida pela quebra do corpo de prova, a peça ensaiada deve ser retirada de um lote cuja energia de impacto de referência seja conhecida.

Segundo a Norma Européia EN 10.045 – 2, deve-se considerar a energia total absorvida quando a peça é fraturada como sendo:

- 1) a energia requerida para quebrar a peça ensaiada;
- 2) a perda de energia interna da máquina de impacto durante a primeira metade do percurso de oscilação a partir da posição inicial.

As perdas de energia são devido a:

- 1) resistência do ar, atrito do rolamento e atrito devido à resistência ao arrasto do ponteiro. Estas perdas podem ser determinadas pelo método direto;
- 2) vibração da fundação, da estrutura da máquina e do pêndulo, para as quais nenhum método de determinação foi desenvolvido.

Para a avaliação da energia absorvida pelo corpo de prova, as seguintes energias não são levadas em consideração:

- 1) a energia absorvida pelo trabalho de deformação dos apoios verticais e o centro do percussor;
- 2) a energia absorvida pela fricção da peça ensaiada com os suportes, principalmente os apoios verticais.

2.2 ENSAIOS PARA A AFERIÇÃO DA MÁQUINA DE ENSAIO DE IMPACTO

2.2.1 Teste para corpos de prova padrão

Para a calibração da máquina de ensaio de impacto (MEI - 50) foram confeccionados, na Oficina Mecânica de Precisão da Prefeitura do Campus da USP de Ribeirão Preto, 128 corpos de prova *Charpy* - tipo C, extraídos de duas barras comerciais, uma de alumínio e outra de latão, e divididos em 2 grupos, sendo 64 peças em alumínio (Liga 6261) e as outras 64 em latão (Liga 360). Em seguida, cada grupo foi subdividido em 8 lotes de 8 peças.

Em uma máquina de ensaio de impacto HECKERT - PSd 300/150, com sistema de operação digital de leitura das energias absorvidas, do Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística da EESC – USP, foi ensaiado, de acordo com o padrão DIN, para corpos de prova *Charpy* - tipo C e distância entre os apoios de 40 mm, o primeiro lote com 8 peças de alumínio e 8 de latão. Com a mesma quantidade de peças e obedecendo o mesmo padrão, o segundo lote foi ensaiado, numa máquina de ensaio de impacto HECKERT – 50, a qual opera por sistema analógico. Os demais lotes foram ensaiados na MEI - 50, no Laboratório de Bioengenharia da FMRP – USP, cujos resultados foram comparados aos dos dois primeiros lotes.

3 RESULTADOS

3.1 ENERGIA ABSORVIDA NOS ENSAIOS

Ensaio na máquina de impacto HECKERT - PSd 300/150 o primeiro lote de 16 peças, constituído por 8 em alumínio e 8 em latão, a energia absorvida média verificada foi de $(19,25 \pm 0,77)$ Joules para os corpos de prova em alumínio e, para os corpos de prova em latão, de $(18,41 \pm 0,65)$ Joules. O segundo lote contendo também 8 peças em alumínio e 8 em latão foi ensaiado na máquina HECKERT – 50, cujos valores obtidos determinaram uma energia absorvida média de $(19,46 \pm 0,63)$ Joules para os corpos de prova em alumínio e de $(16,88 \pm 0,82)$ Joules para o latão. Estes resultados foram tomados como referenciais e comparados com os resultados obtidos nos ensaios realizados na MEI - 50 com os lotes de 1 a 6 em alumínio e também de 1 a 6 em latão, como mostra a Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Médias e desvios padrão das energias absorvidas pelos corpos de prova.

	HECKERT PSd 300/150	HECKERT - 50	MEI - 50
N.º de C. P.	8	8	48
ALUMÍNIO	$(19,25 \pm 0,77)$ Joules	$(19,46 \pm 0,63)$ Joules	$(19,85 \pm 0,75)$ Joules
LATÃO	$(18,41 \pm 0,65)$ Joules	$(16,88 \pm 0,82)$ Joules	$(18,00 \pm 0,69)$ Joules

N.º de C. P. – número de corpos de prova.

3.2 MATERIAL BIOLÓGICO

As dimensões (D_M – diâmetro maior e D_m – diâmetro menor) médias das tíbias e os respectivos valores das energias absorvidas (E_d – tíbia direita e E_e – tíbia esquerda) médias, medidas nos ensaios para verificação do funcionamento da MEI - 50, com aplicação de carga no sentido pósterio-anterior foram: tíbias direitas de $(0,98 \pm 0,54)$ Joules; tíbias esquerdas de $(1,07 \pm 0,61)$ Joules, cujos resultados são mostrados na Tabela 3.2. O comprimento médio das tíbias ensaiadas foi de 86 mm.

Tabela 3.2 – Valores das energias absorvidas pelas tíbias, direitas e esquerdas, no ensaio de impacto, na máquina de ensaio de impacto (MEI – 50).

Tíbia	E_d (J)	D_M (mm)	D_m (mm)	E_e (J)	D_M (mm)	D_m (mm)
Média	0,98	8,06	5,66	1,07	8,05	5,56
D. P.	0,54	0,49	0,29	0,61	0,42	0,25

D. P. → Desvio Padrão

4 DISCUSSÃO

Na calibração da máquina de ensaio de impacto (MEI – 50), através dos ensaios com corpos de prova padrão (Tabela 4.1), foi obtida uma boa precisão para o latão, apresentando um desvio percentual de 2,2% da MEI – 50, comparada à máquina de impacto HECKERT - PSd 300/150. O alumínio apresentou um desvio percentual de 3,1% em relação a mesma máquina. Estes desvios entretanto não comprometem a calibração, pois estão dentro dos limites permitidos de variação das energias absorvidas pelos corpos de prova no ensaio de impacto. Com relação às máquinas MEI – 50 e HECKERT – 50, uma precisão também considerada como boa foi verificada, onde o alumínio apresentou um desvio percentual de 2,0% e de 6,6% para o latão, considerando que o limite de desvio percentual permitido é de 10%, segundo NASSOUR (1998)⁵.

Tabela 4.1 – Desvios percentuais das máquinas de impacto para os corpos de prova de alumínio e latão.

	HECKERT PSd 300/150	HECKERT - 50	MEI - 50
HECKERT PSd 300/150	—	1,1% (Al)	3,1% (Al)
HECKERT - 50	8,3% (Latão)	—	2,0% (Al)
MEI - 50	2,2% (Latão)	6,6% (Latão)	—

⁵ NASSOUR, A. C. (1998). (USP. Escola de Engenharia de São Carlos. Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística). *Comunicação pessoal*.

Nos ensaios realizados em material biológico, verificou-se o valor médio de energia absorvida de 0,98 J com desvio padrão de 0,54 J para as tíbias direitas e, para as tíbias esquerdas, 1,07 J o valor médio de energia absorvida com desvio padrão de 0,61 J. Estas variações devem-se, provavelmente, às diferenças nas propriedades geométricas e composição microestrutural dos ossos.

Os ensaios realizados em ossos expõem uma certa complexidade devido às diferenças constatadas nas propriedades geométricas, mecânicas e microestruturais, ou seja, porque o osso é um material anisotrópico.

Apesar da dispersão verificada, o estudo das propriedades mecânicas de impacto dos ossos longos ajudará esclarecer tal comportamento, dando ênfase à necessidade de se eliminar suas variáveis geométricas (irregularidades) e estudar os componentes microestruturais (minerais, fibras de colágeno, porosidade e quantidade de água) para se determinar a relação de cada um, com as propriedades dinâmicas de impacto. Porém, através deste estudo foi possível verificar a facilidade de execução dos ensaios em materiais biológicos com a adaptação da distância entre os apoios de acordo com o osso a ser ensaiado, constituindo esta a diferença básica e importante com relação às máquinas de ensaio comerciais que utilizam distâncias padronizadas entre os apoios, dificultando a adaptação à estrutura biológica. Esta alteração da distância entre os apoios possibilita o estudo de diferentes tipos de ossos.

O estudo da resistência mecânica do tecido ósseo a cargas dinâmicas têm fundamental importância no entendimento do mecanismo de fratura femoral, principalmente junto ao quadril. O desenvolvimento do projeto e confecção da máquina de ensaio de impacto possibilitará ao Laboratório de Bioengenharia da FMRP-USP apoiar futuros trabalhos na área de ensaios dinâmicos.

5 CONCLUSÃO

Os testes de verificação do funcionamento e calibração da máquina de ensaio de impacto apresentaram resultados muito satisfatórios, comprovando a validade dos objetivos, justificando a proposta de variação das distâncias entre os apoios e dos métodos construtivos empregados. No entanto, foi significativa a dispersão observada no ensaio com material biológico, o que revela a necessidade de se ter cautela no uso do ensaio de impacto para caracterizar a resistência mecânica dos materiais biológicos quando submetidos a cargas dinâmicas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- EUROPEAN STANDARD, 1992. EN 10 045-1 – “Charpy impact tests on metallic materials – Part 1: Test method”, Bruxelas.
- EUROPEAN STANDARD, 1992. EN 10 045-2 – “Charpy impact tests – Part 2: Verification of the testing machine (pendulum impact)”, Bruxelas.
- HORATH, L. 1995. “Fundamentals of materials science for technologists – Properties, testing, and laboratory exercises”, Prentice Hall, New Jersey, p. 355-360.
- MARIN, J. 1962. “Mechanical Behavior of Engineering Materials”, Prentice-Hall, New Jersey, p. 237-271.
- SOUZA, A. S. (1974). Ensaios mecânicos de materiais metálicos. 3. ed. São Paulo, Edgard Blücher, p.99-109.

INFLUÊNCIA DA MICROESTRUTURA NA RESISTÊNCIA AO DESGASTE ABRASIVO EM FERROS FUNDIDOS NODULARES

Edison Gustavo Cueva G.

André Paulo Tschiptschin

Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Metalúrgica e de Materiais, 05508-900, São Paulo, SP, Brasil, E-mail: gustcg@usp.br

Resumo

A resistência ao desgaste abrasivo de um ferro fundido nodular com diferentes estruturas de matriz metálica foi estudada. Tratamentos térmicos de têmpera, perlitização e austêmpera foram realizados visando se obter diferentes condições microestruturais iniciais. Os ensaios de desgaste foram feitos a seco, utilizando-se areia (tamanho de partícula de 50/40 mesh) como material abrasivo. Os corpos de prova foram colocados num suporte que gira a 1.000 r.p.m. dentro de um recipiente contendo o abrasivo. O desgaste foi determinado através de medidas de perda de massa e variações da rugosidade superficial. Os resultados mostraram que as amostras com microestruturas de bainita inferior, apresentaram a maior resistência ao desgaste abrasivo; enquanto que as amostras com matriz martensítica foram as que mostraram as piores características de resistência ao desgaste. Em todos os casos, observou-se um significativo aumento da rugosidade superficial e um aumento considerável de dureza, decorrente de deformação plástica e transformação martensítica induzida por deformação.

Palavras - Chaves: Desgaste abrasivo, Ferro fundido nodular, Austêmpera.

1. INTRODUÇÃO

A aplicação de ferros fundidos nodulares austemperados (FFNA) na fabricação de elementos submetidos à abrasão é de grande interesse devido a seu baixo custo, quando comparado com os custos dos materiais tradicionalmente usados neste tipo de aplicações, tais como aços ligados e ferros fundidos brancos. Os FFNA de alta dureza, austemperados em temperaturas baixas ($\sim 300^{\circ}\text{C}$), têm mostrado um desempenho que compete com os materiais martensíticos dependendo das condições do tribosistema, segundo os trabalhos de Gundlach (1987) e Zum Gahr. (1979). Quando tratados em temperaturas acima de 350°C , podem apresentar resistência à abrasão relativamente elevada se ocorrer transformação martensítica induzida por deformação e/ou encruamento da austenita retida, como foi mostrado por Fordyce (1989).

A influência da temperatura de austêmpera na resistência ao desgaste abrasivo foi estudada por Zum Ghar (1987) utilizando o método pino na lixa. Para temperaturas baixas, menores que 350°C , foi encontrada uma resistência menor apesar de sua maior dureza, sendo as frações volumétricas de austenita retida as responsáveis por este comportamento.

Lerner (1998) realizando ensaios de desgaste abrasivo em FFNA, encontrou que a resistência ao desgaste de um FFNA foi equivalente a do aço AISI 4340; quase duas vezes melhor que o aço AISI 1050 temperado e muito melhor do que alguns ferros fundidos brancos. Esta boa característica foi atribuída à transformação martensítica da austenita retida que acontece na camada superficial durante os ensaios de desgaste.

Vélez (1997) realizando ensaios de desgaste abrasivo em FFNA usando esclerometria pendular, observou que a resistência ao desgaste destes materiais variou em função da dureza, da microestrutura e da profundidade de penetração da partícula abrasiva. Este autor notou que o aumento da fração volumétrica de austenita não produziu um aumento da resistência ao desgaste abrasivo.

Owhadi et al. (1998) mostrou que nos FFNA, contendo austenita não transformada, o mecanismo de desgaste abrasivo pode ser explicado, como mostrado na figura 1, da seguinte maneira: o abrasivo esmaga a matriz com uma intensidade tal que remove os nódulos de grafita da matriz e, eventualmente, destrói as bordas do buraco deixado pelo nódulo que saiu, produzindo trincas nestas regiões. De fato, os nódulos atuam como os principais sítios de nucleação de trincas em FFNA. Depois de curtos tempos de austêmpera, a austenita não transformada (martensita), conectada com a grafita sofre expansão devida à transformação martensítica e em decorrência disto, tensões residuais de tração facilitam o crescimento de uma trinca desde a grafita até outras regiões na matriz, diminuindo assim a resistência ao desgaste. As estruturas que têm grafita embebida completamente em bainita têm uma melhor resistência à destruição das bordas dos buracos dos nódulos, e a presença desta bainita, adjacente à grafita, sob condições de tensão produzidas pela abrasão, inibe o crescimento das trincas, devido às tensões residuais de compressão resultantes da expansão que acompanha a transformação martensítica em regiões vizinhas.

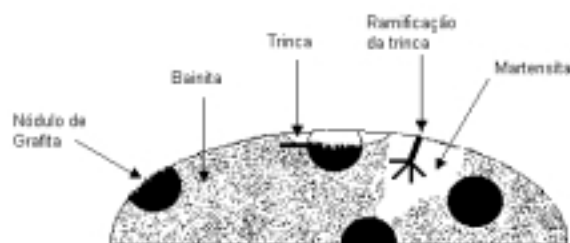


Figura 1. Representação esquemática dos mecanismos de desgaste abrasivo em FFNA.

Recentemente, Dommarco et al. (1998) verificou que a propagação de uma trinca nos FFNA começa com a nucleação e posterior propagação de pequenas trincas desde os nódulos como consequência das tensões induzidas nas vizinhanças dos nódulos pelo avanço de uma trinca principal. Devido a este mecanismo de tenacificação, a propagação da trinca precisa de uma quantidade de energia extra. A estrutura típica dos FFNA (austenita retida + ferrita bainítica) apresenta-se como um caminho muito difícil para que a trinca consiga atravessar a matriz, sendo absorvida muita energia durante este percurso. Além disso, a austenita retida poderia se transformar para martensita sob tensão ou deformação, provocando um consumo adicional de energia, gerando também, tensões residuais compressivas que tendem a fechar a ponta da trinca.

O objetivo do trabalho é estudar o desgaste abrasivo num ferro fundido nodular com diferentes estruturas de matriz metálica submetido a ensaios de desgaste abrasivo usando areia

como partícula abrasiva. A resistência ao desgaste será analisada através de medições de perda de massa e variações da rugosidade superficial. Pretende-se comparar o comportamento de matrizes austemperadas com o de matrizes perlíticas e martensíticas não revenidas.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O material utilizado na pesquisa foi um ferro fundido nodular, produzido na forma de blocos “Y” de 25 mm de espessura, contendo: 3.5% C, 2.75% Si, 0.15% Mn, 0.05% Mg, 0.038% P, 0.022% S, 0.022% Cr, 0.01% Sn, 0.017% Cu, 0.005% Mo e 0.01% Ni (% em peso). Os blocos foram cortados verticalmente em fatias para extrair os corpos de prova para os ensaios de desgaste, como mostrado na figura 2. Foi escolhida esta forma de extração de corpos de prova, para garantir que todas as amostras tivessem características microestruturais semelhantes, especialmente em relação ao número de nódulos de grafita.

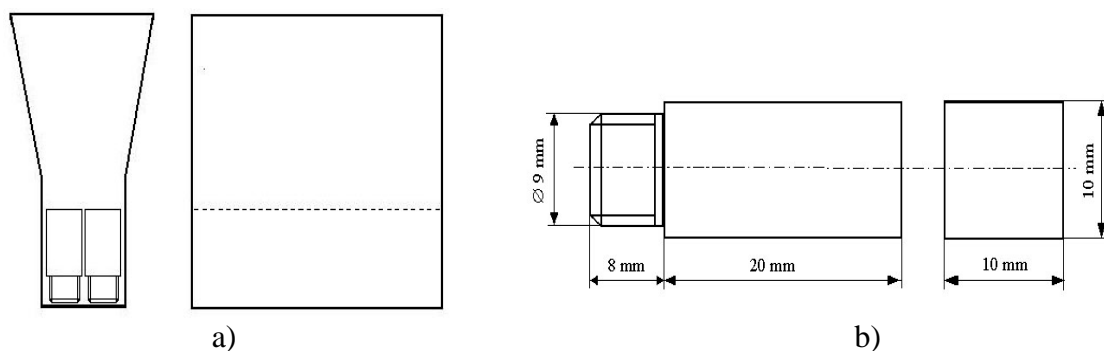


Figura 2. a) Esquema da extração dos corpos de prova a partir do bloco Y.
b) Corpo de prova usado nos ensaios de desgaste.

Os corpos de prova foram submetidos a vários tratamentos térmicos visando obter várias características morfológicas das fases que aparecem após estes tratamentos. A temperatura de austenitização usada foi 925 °C e o tempo de austenitização 2h. A perlitização foi feita resfriando as amostras desde a temperatura de austenitização até a temperatura ambiente usando um ventilador. A tempera foi feita resfriando as amostras em óleo até a temperatura ambiente. Os tratamentos de austêmpera foram realizados, dentro de um banho de sais fundidos, a temperaturas de 370 °C e 300 °C, mantendo as amostras nesta temperatura por duas horas e depois foram resfriadas ao ar até a temperatura ambiente.

Os corpos de prova tratados termicamente e polidos até 600 μm foram ensaiados a desgaste num equipamento, como mostrado esquematicamente na figura 3, cujos detalhes de projeto e construção foram indicados por Toro et al (1999). Foram usadas velocidade de rotação de 1000 rpm (velocidade tangencial 5.2 m/s) e areia (quartzo) como abrasivo. O tamanho das partículas abrasivas foi de 300 e 420 μm . As amostras foram posicionadas de tal maneira que o choque com as partículas abrasivas sempre acontecesse de forma perpendicular. O tempo total de ensaio foi de 60 h e a cada 5 h o ensaio foi interrompido para realizar a pesagem das amostras e determinar sua rugosidade. O desgaste foi definido como a perda de massa acumulada, expressa em g/mm^2 , sendo a área obtida pela somatória das áreas da face frontal, as duas faces laterais e a face inferior que de alguma maneira sofreram desgaste. Nesta somatória não está incluída a face posterior devido ao fato de a mesma não ter tido contato com as partículas abrasivas. Após os ensaios de desgaste foram realizadas novas medidas de dureza Vickers para verificar se a austenita tinha sofrido encruamento e/ou

transformação martensítica. Finalmente, as superfícies desgastadas foram analisadas por microscopia eletrônica de varredura.

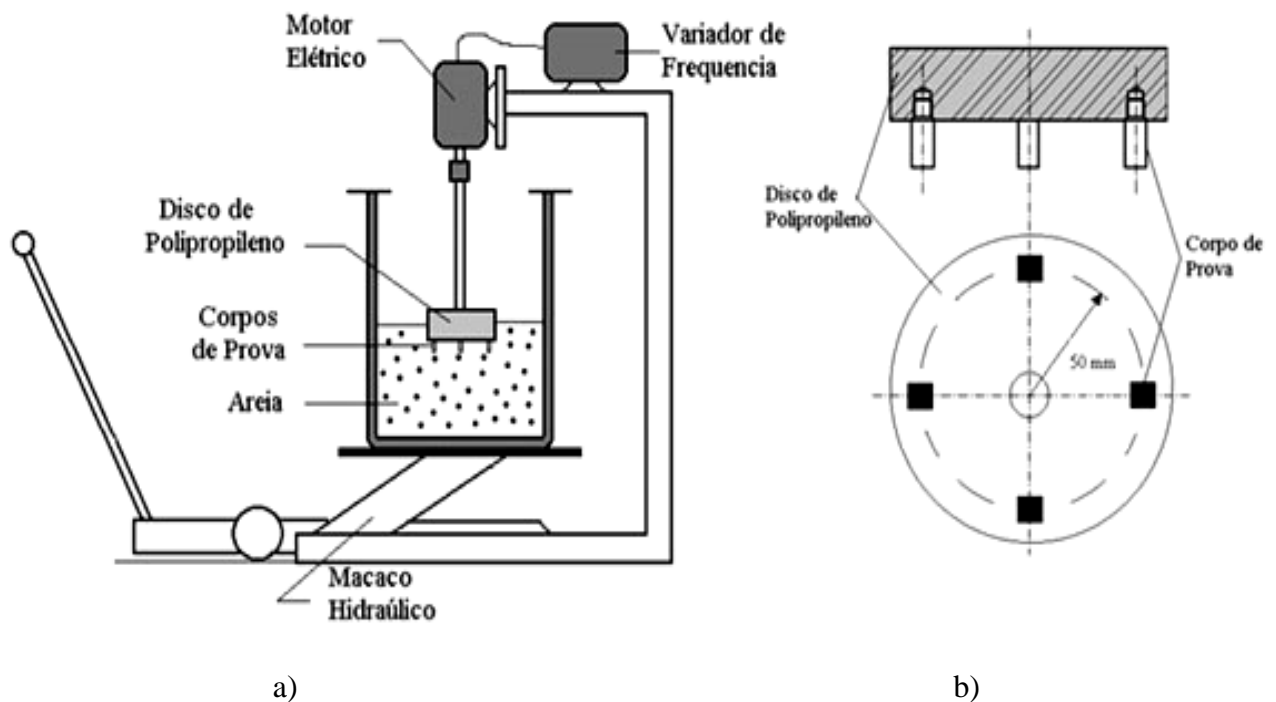


Figura 3. Esquema. a) máquina de ensaio de desgaste abrasivo, b) porta amostras.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

O ferro fundido nodular estudado, em seu estado bruto de fundição, tinha uma microestrutura com 85% a 90% de ferrita e pequenas áreas de perlita (< 1%), espalhadas por toda a matriz. O número de nódulos por mm^2 esteve na faixa de 150 a 250. A microestrutura ferrítica inicial foi alterada com os tratamentos térmicos, obtendo-se microestruturas com fases diferentes e cujas frações volumétricas são mostradas na tabela 1.

Tabela 1 Características do FFN depois dos tratamentos térmicos

	% Perlita	% Martensita	% Ferrita Bainítica	% Austenita Retida	Dureza HV10
Perlitização	80 – 85	-	-	6 - 8	295
Têmpera		80 - 85	-	6 - 8	625
Austêmpera - 370°C	-	-	55 – 60	28 – 32	338
Austêmpera - 300°C	-	-	70 - 75	14 -18	433

Os ensaios de desgaste realizados, mostraram, que a microestrutura tem uma influência muito grande na perda de massa. Observou-se que os corpos de prova, com matriz austemperada, apresentaram uma tendência uniforme e crescente de perda de massa conforme aumenta o tempo de ensaio; notando-se inclusive, que após 40 h de ensaio, a perda de massa é menos severa que em tempos menores, como mostra a inclinação das curvas na figura 4. Nesta figura verifica-se também, que as amostras com estrutura de bainita superior tiveram quase o dobro de perda de massa que as amostras com estrutura de bainita inferior. Este

resultado verifica outro encontrado por Vélez (1997) que observou que o aumento da fração de austenita retida não produziu um aumento da resistência ao desgaste abrasivo em FFNA.

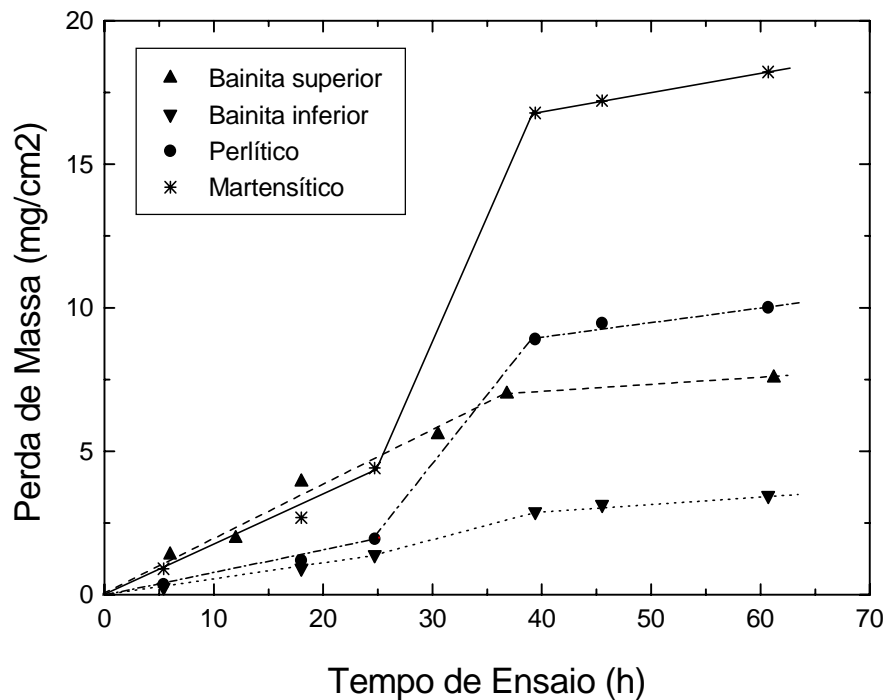


Figura 4. Perda de massa com relação ao tempo de ensaio e microestrutura

Na figura 4, as amostras com matrizes perlíticas e martensíticas apresentaram um comportamento muito heterogêneo com relação à perda de massa. Verificou-se que para tempos de ensaio menores a 20 h, o desgaste foi semelhante a aquele das amostras austemperadas. Entre 20 h e 40 h de ensaio, aproximadamente, as amostras com matrizes martensítica e perlítica experimentam um aumento muito severo de perda de massa, chegando a ser até 3 vezes mais do que nas amostras austemperadas. Após 40 h de ensaio, o desgaste continua a aumentar só que de uma forma menos severa do que nos outros dois intervalos. Estes resultados verificam aqueles obtidos por Peterson (1987), que realizando ensaios de erosão em aços AISI-SAE 1078 e 10105, mostrou que aços perlíticos e martensíticos desgastam mais do que aços com outro tipo de matriz quando o ângulo de impacto é 90°.

Foi observado que depois dos ensaios de desgaste a dureza tinha aumentado, como é mostrado na figura 5. Este aumento da dureza se deve a que durante a abrasão, a austenita retida sofreu deformação plástica provocando encruamento e transformação martensítica. Nesta figura observa-se também, que mesmo que as amostras austemperadas a 370 °C possuem maiores teores de austenita retida, o que implicaria que podem se deformar, encruar e transformar martensiticamente mais que as outras amostras, como foi mostrado por Cueva (1998); o que aumentaria sua dureza superficial e com isto sua resistência ao desgaste, isto não acontece. E em seu lugar é verificado que as amostras austemperadas a 300 °C são as que apresentam maiores níveis de dureza e de resistência ao desgaste.

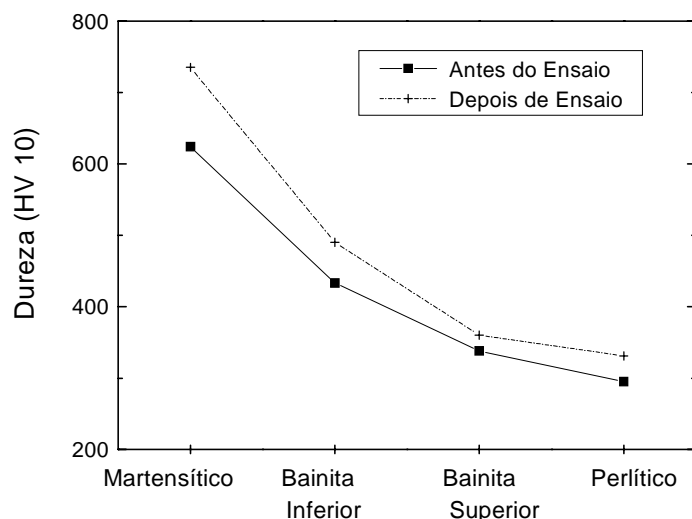


Figura 5. Variação da dureza da superficial com o desgaste abrasivo.

Nas figuras 6, 7 e 8 são mostradas fotografias das superfícies desgastadas, obtidas em microscópio eletrônico de varredura (MEV). É verificado nas amostras austemperadas, figura 6, grande deformação plástica na superfície desgastada, tendo uma aparência ondulada e não sendo possível observar os nódulos de grafita, dando a idéia que eles foram cobertos pelo material que se deformou e escorregou acima deles. Nota-se, também, a presença de uma espécie de escama que são pedaços de material que não foram removidos completamente. Pensa-se que as bordas destas escamas são formadas por austenita encruada ou martensita formada a partir da austenita retida que devido ao choque repetido das partículas abrasivas falharam por fadiga. Adicionalmente, não foi vista uma diferença significativa entre as superfícies desgastadas das amostras austemperadas em temperaturas de bainita superior e inferior, embora a taxa de desgaste tenha sido diferente.

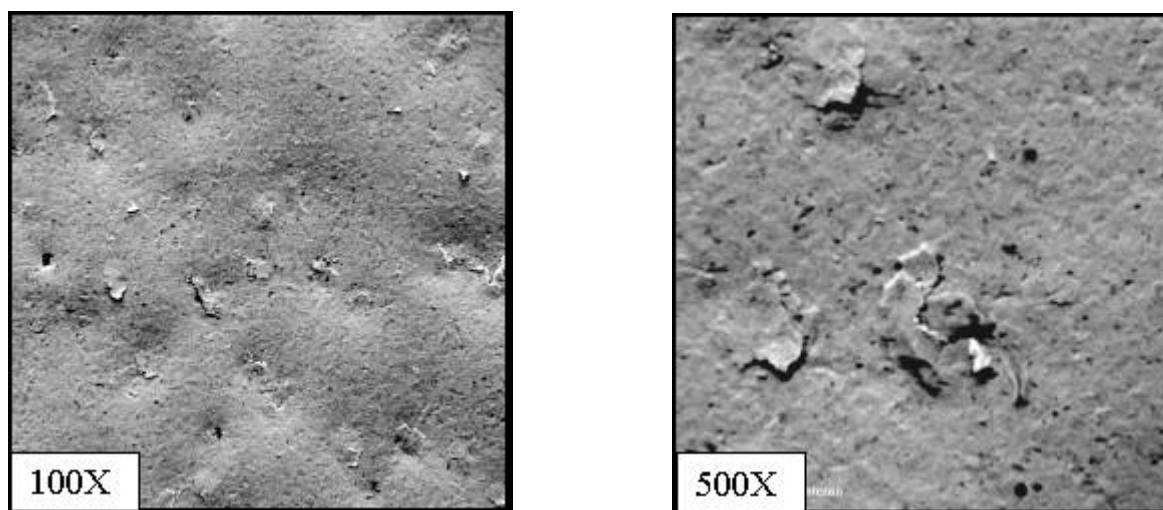


Figura 6 Amostras austemperadas, ondulações e escamas na superfície.

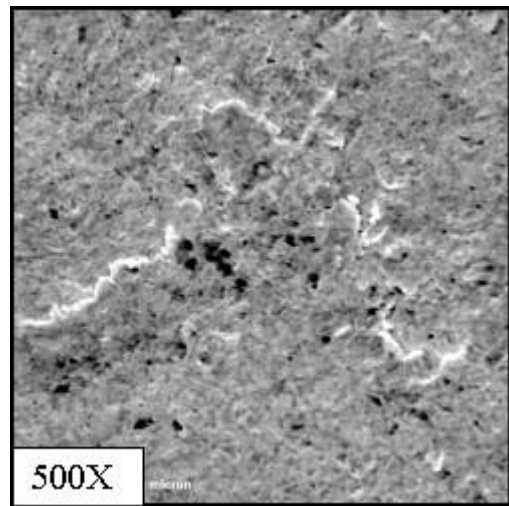
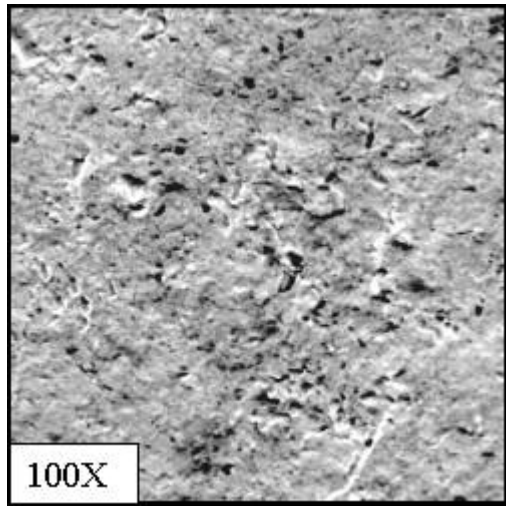


Figura 7 Amostras perlíticas, grande deformação plástica e marcas de microcorte.

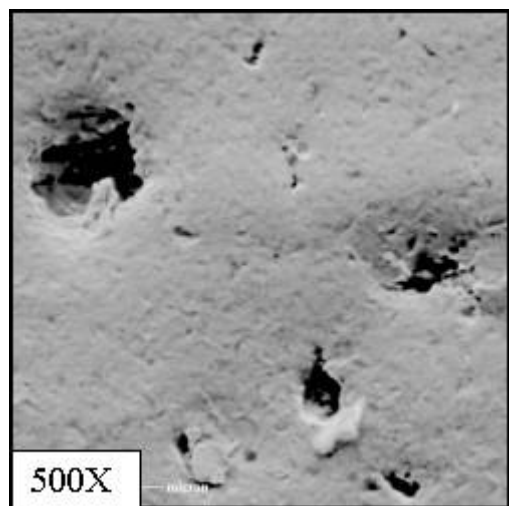
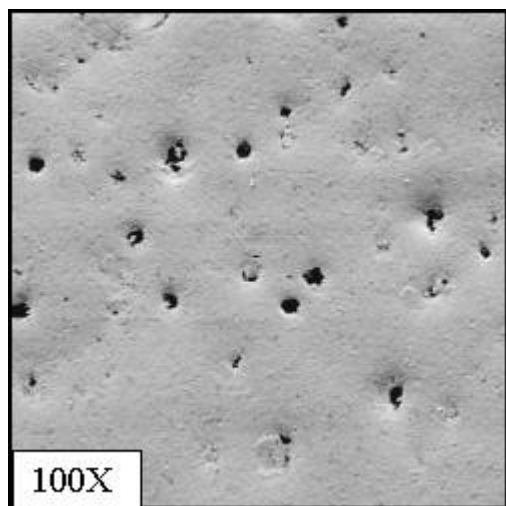


Figura 8 Amostras martensíticas, superfície lisa e buracos deixados pelos nódulos de grafita arrancados.

Nas amostras perlíticas, figura 7, observa-se, também, grande deformação plástica nas superfícies desgastadas, maiores inclusive que aquela observada nas amostras austemperadas. A superfície apresenta-se muito rugosa e esburacada dando a impressão que muito material foi removido da superfície. Diferentemente das amostras austemperadas, as superfícies nas amostras perlíticas não têm ondulações e a deformação plástica deixa marcas, uniformemente distribuídas sobre toda a superfície. Devido ao fato de que a matriz perlítica é relativamente mole, pode-se observar, também, que existem marcas de riscos criados por mecanismos de corte das superfícies, como se o abrasivo tivesse entrado, se arrastado e saído deixando esses sulcos.

As superfícies desgastadas das amostras martensíticas, figura 8, são totalmente diferentes das superfícies já examinadas. Aqui são vistas pequenas marcas de deformação plástica, especialmente, nas bordas dos buracos deixados pelos nódulos de grafita que foram removidos. Os buracos observados nos locais em que antes estavam os nódulos de grafita são evidência de que o mecanismo de desgaste neste tipo de matriz é diretamente influenciado pela presença dos nódulos. Nota-se que o desgaste se produz pela remoção de material das

bordas dos nódulos deixando um buraco que vai aumentando de tamanho conforme mais e mais partículas abrasivas chocam-se contra elas. Este mecanismo de desgaste é muito severo e deixa a superfície de desgaste praticamente lisa o que facilita a contínua remoção de material, já que as partículas abrasivas não teriam que remover partículas ou cavacos de material que poderiam ter ficado grudados na superfície como foi observado nas amostras austemperadas e perlíticas.

As medidas de rugosidade feitas e mostradas na figura 9, estabelecem que em geral e para todos os casos, houve um aumento da rugosidade com o incremento do tempo de ensaio. Para longos tempos de ensaio, a rugosidade tende a estabilizar-se; sendo isto mais evidente nas amostras austemperadas do que nas outras. Esta figura mostra também, que as amostras que mais se desgastaram apresentaram maiores valores de rugosidade e muito semelhantes, entre si, o que significaria que as grandes deformações plásticas das amostras perlíticas e os buracos deixados pelos nódulos arrancados das amostras martensíticas produzem superfícies com acabamentos praticamente iguais. No caso das amostras austemperadas, observa-se que as austemperadas a 370 °C apresentaram uma rugosidade menor que as tratadas a 300 °C, embora o desgaste tenha sido um desgaste maior

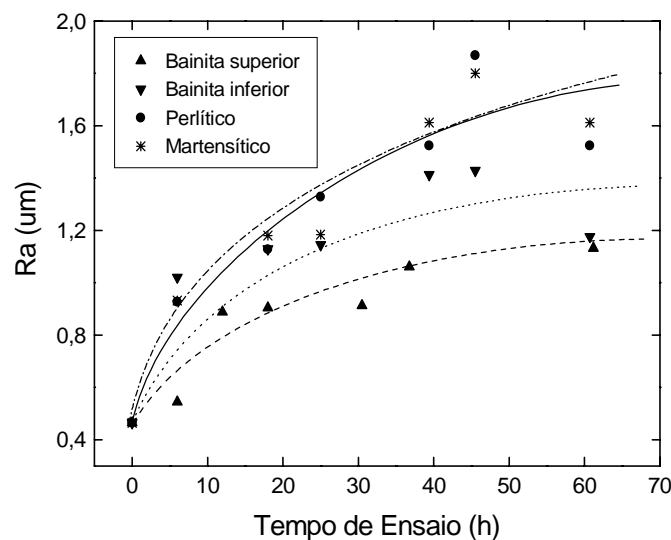


Figura 9 Medidas de rugosidade Ra em função do tempo de ensaio.

4. CONCLUSÕES

- Os piores comportamentos de resistência ao desgaste abrasivo foram observados nas amostras com matrizes perlíticas e martensíticas. As amostras martensíticas perdem até 3 vezes mais massa do que nas amostras austemperadas.
- As amostras martensíticas apresentam superfícies desgastadas quase lisas, com pequenas marcas de deformação plástica. O desgaste ocorreu pela remoção de material das bordas dos buracos deixados pelos nódulos de grafita que foram removidos durante a abrasão.
- As amostras austemperadas mostraram ser as mais resistentes ao desgaste abrasivo, sendo melhores aquelas que têm matriz de bainita inferior do que aquelas que têm microestrutura de bainita superior. As superfícies desgastadas das amostras austemperadas mostraram grande deformação plástica e a presença de restos de material destacado em forma de escamas que, ainda, se mantém grudadas à superfície.
- As superfícies das amostras perlíticas apresentaram a maior deformação plástica, inclusive, maior que as amostras austemperadas, mas sem a presença de escamas.

- O aumento da dureza para todas as amostras é devido ao encruamento e à transformação martensítica da austenita retida ocorrida durante a deformação plástica.
- As medidas de rugosidade mostraram que as amostras que mais se desgastaram (perlíticas e martensíticas) apresentaram os maiores valores de rugosidade.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a Empresa de Fundição Tupy pela doação do material utilizado na pesquisa e a CAPES pelo suporte financeiro.

BIBLIOGRAFIA

- Cueva, E. G., Tschiptschin, A. P., 1998, “Transformação martensítica induzida por deformação em ferros fundidos nodulares austemperados”. Anais do 53º Congresso Anual da Associação Brasileira de Metalurgia e Materiais, ABM, Belo Horizonte, Brasil.
- Dommarco, R. C; et. al, 1998, “Rolling contact fatigue (RFC) resistance of austempered ductile iron (ADI)”. Wear. v. 221, p. 69 – 74.
- Fordyce, E. P.; Allen, C., 1989, “The dry sliding wear of an austempered spheroidal Cast Iron”, International Conference on Wear of Materials, Denver, USA, 9 – 13 April, Proceedings. v. 1, ASME,
- Gundlach, R. B.; Janowak, J. F., 1987, “Resistance of austempered ductile iron to abrasive wear”, Giesserei Prax, v.11, p.171-77.
- Lerner, Y. S.; Kingsbury G. R., 1998, “Wear resistance properties of austempered ductile iron”, Journal of Materials Engineering and Performance. v. 7, n.1, Feb. p. 48 – 52.
- Owhadi, A. et al., 1998, “Wear behavior of 1,5Mn austempered ductile iron”, Materials Science and Technology. V.14, March, p. 245 – 250.
- Peterson, L. G. et al., 1987, “Effect of microstructure on the erosion of steel by solid particles”, Wear Materials Proceedings, p. 661 - 670
- Toro, A et al., 1999, “Wear resistance of high-nitrogen martensitic stainless steels in a sand slurry environment”, Stainless Steel World 99 Conference. Nov, p. 393-400. The Hague, Netherlands
- Vélez, J. M., 1997, “Estudo da resistência ao desgaste abrasivo de ferros fundidos nodulares austemperados e temperados e revenidos utilizando um esclerômetro pendular”, Tese de Doutorado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil.
- Zum Gahr, C., 1979, “How microstructure affects abrasive wear resistance”, Metal Progress, v. 47, Set.
- Zum Gahr, C., 1987, “Microestruure and wear of materials”, Tribology series, 10, ELSEVIER.

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE MÉTODOS UTILIZADOS NA CARACTERIZAÇÃO DE ESTRUTURAS POROSAS APLICADAS EM BOMBAS CAPILARES

Eduardo Gonçalves Reimbrecht*

Ana Maria Maliska

Edson Bazzo

UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica,
88040-900, Florianópolis, Brasil. E-mail: *edurg@pg.materiais.ufsc.br

Resumo

No presente trabalho são analisados os resultados relativos à porosidade, distribuição de tamanho de poros e ordenação dos mesmos com a finalidade de se identificar estruturas porosas de níquel sinterizado, que sejam mais adequadas para uso em bombas capilares. Diferentes métodos são considerados para avaliação da porosidade com ênfase na análise de imagens, através de dois programas computacionais, o Imago e o AnalySIS 2.1. As análises foram realizadas em imagens obtidas por Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV) em amostras de estruturas porosas. Resultados obtidos através de porosimetria de intrusão de mercúrio e através do princípio de Arquimedes são, também, apresentados. Todos os métodos avaliados apresentaram resultados consistentes. Em decorrência da interconectividade dos poros presentes no material, melhores resultados por análise de imagens são possíveis através da utilização do programa computacional Imago.

Palavras-chave: Análise de imagens, Porosidade, Caracterização microestrutural, Bombas capilares.

1. INTRODUÇÃO

Elementos porosos têm sido utilizados em circuitos de bombas capilares (CPL – Capillary Pumped Loop), destinados a processos de isothermalização e controle térmico de painéis de componentes eletrônicos de satélites e estações orbitais. CPL's foram originariamente desenvolvidos para substituírem tubos de calor ou circuitos convencionais de dupla-fase, em aplicações que requeiram altas taxas de demanda térmica. Bombas capilares são dispositivos utilizados em circuitos de transferência de calor de dupla-fase, em substituição a bombas mecânicas, para circulação de fluidos térmicos. Bombas capilares dispõem de elementos porosos capazes de proporcionar o trabalho requerido para bombeamento de líquido ao longo do circuito. A força capilar dos elementos porosos garante a circulação do fluido. Na expectativa de se melhorar o desempenho das bombas capilares, elementos porosos metálicos e poliméricos vêm sendo produzidos e testados como estrutura capilar (Ku, 1993; Goncharov, 1995; Fedorchenko, 1980). Os elementos porosos metálicos se constituem em uma alternativa vantajosa por apresentarem maior capacidade de bombeamento capilar (Ku, 1993). Elementos

de níquel sinterizado têm sido propostos como estrutura capilar, apresentando porosidade da ordem de 50%, com tamanho de poros na faixa de 1 a 12 μm , o que corresponde a pressões de bombeamento variáveis entre 3 e 40 kPa (Maidanik et al., 1991). Conforme esquema mostrado na Figura 1, CPL's são constituídos geralmente por um evaporador, um condensador, um reservatório e linhas para transporte de líquido e de vapor.

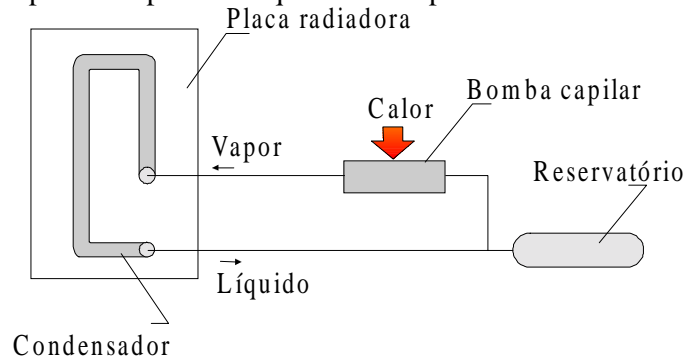


Figura 1. Esquema simplificado de um CPL.

Diversos estudos vêm sendo sistematicamente realizados com o objetivo de se resolver problemas pendentes relacionados com a operação do CPL e de se buscar alternativas de projeto que ampliem a capacidade de bombeamento capilar (Goncharov, 1995; Maidanik et al., 1991). Seguindo esta tendência, trabalhos vêm sendo conduzidos também na UFSC, no sentido de se fabricar bombas capilares de elementos porosos, utilizando materiais metálicos poliméricos e cerâmicos. No presente trabalho, foram utilizados elementos porosos de níquel sinterizado com as características anteriormente citadas (porosidade da ordem de 50% e poros com diâmetro inferior a 10 μm). Detalhes relativos a montagem e funcionamento da bomba capilar foram apresentados por Reimbrecht et al. (1999).

A sinterização de pó de níquel vem sendo apresentada como uma alternativa promissora na produção de estruturas capilares para CPL's. O níquel apresenta compatibilidade com o fluido de trabalho e o processo de sinterização permite o controle da porosidade. Na busca do aperfeiçoamento da estrutura capilar, diversas variáveis do processo de sinterização foram consideradas em laboratório, como, por exemplo, tempo, temperatura e granulometria do pó. A técnica utilizada para a fabricação de elementos porosos foi a de sinterização de pó densificado por vibração (Fedorchenko, 1980; Cahn, 1991), que permite controlar a forma e o volume de poros.

O elemento poroso se constitui no componente principal para o funcionamento da bomba capilar, pois dele depende a capacidade de bombeamento do líquido ao longo do CPL. Dessa forma busca-se determinar a porosidade, distribuição e tamanho dos poros. Neste sentido diferentes métodos são empregados para caracterização do material. No presente trabalho, foram empregados os métodos de Arquimedes, Geométrico, Porosimetria de intrusão de mercúrio, e Análise de imagens. Para análise de imagens foram utilizados o programa "Imago", versão β , desenvolvido pelo LMPT/UFSC (Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas de Materiais), em parceria com a empresa ESSS (Engineering Simulation and Scientific Software), e do programa *AnalySIS 2.1 fornecido pela SIS Soft-Imaging Software Corp.* Diferentes procedimentos na preparação das amostras e na obtenção das imagens foram considerados com a finalidade de identificar sua influência sobre os resultados obtidos.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

2.1. Obtenção das estruturas porosas

A matéria prima empregada foi o pó de níquel carbonila 123 com tamanho de partícula entre 3 e 7 μm . O pó de níquel foi vibrado no interior da matriz de grafite e, em seguida, sinterizado. O processo de sinterização foi conduzido em um forno tubular Heraeus (ROK-F 7/60) com um fluxo aproximado de 1 cm^3/s de hidrogênio comercial. Foram testadas temperaturas de sinterização na faixa de 800 a 1000°C, a intervalos de 50°C, com ciclos de duração de 15 e 30 minutos. De acordo com os resultados apresentados por Reimbrecht et al. (1998), foram determinados os melhores parâmetros de sinterização. Os principais parâmetros foram fixados em 950°C/30min.

2.2. Porosidade pelo Princípio de Arquimedes

A porosidade pelo Princípio de Arquimedes foi obtida através da Equação 1, onde o empuxo é medido com o auxílio de um densímetro, no qual se mede a força necessária a completa imersão da peça em mercúrio.

$$Pa = 100 \cdot \left(1 - \frac{m \cdot \rho_{Hg} \cdot g}{\rho_{Ni} \cdot E} \right) \quad (1)$$

onde, Pa representa a porosidade por Arquimedes (%), ρ a densidade (g/cm^3), m a massa (g), ρ_{Ni} a densidade teórica do níquel ($8,9\text{g}/\text{cm}^3$), E o empuxo (g) exercido sobre o material imerso em mercúrio ($\rho_{Hg} = 13,6\text{g}/\text{cm}^3$), e g a aceleração da gravidade (m/s^2).

2.3. Porosimetria por intrusão de mercúrio

A porosimetria de intrusão de mercúrio está fundamentada na Lei de Young-Laplace, que governa a penetração de líquido em pequenos poros. Para o caso específico de fluidos não molhantes, como o mercúrio, a Lei de Young-Laplace pode ser expressa pela Equação 3, onde d é o diâmetro do poro (m), σ é a tensão superficial do líquido (N/m), p é a pressão aplicada no líquido (Pa) e φ é o ângulo de contato entre o fluido e o sólido (Bellini, 1992).

$$d = \frac{-4 \cdot \sigma \cdot \cos \varphi}{p} \quad (2)$$

Para determinar o diâmetro crítico de poro (D_c) e a porosidade total, foi utilizado um porosímetro modelo “Micromeritics Pore Sizer 9320”. O equipamento possui um sistema capaz de gerar pressões entre 0 e 30.000 psia, sendo capaz de medir poros na faixa de 0,006 a 360 μm , com precisão de $\pm 0,1\%$. Através de pressão hidráulica, o mercúrio é forçado a penetrar na amostra. O volume de mercúrio que penetra nos poros é relacionado com a pressão aplicada. Conforme a pressão aumenta, o mercúrio penetra progressivamente nos poros cada vez menores. O diâmetro crítico de poro é o diâmetro que corresponde à pressão capaz de fazer com que a maior parte da amostra seja preenchida pelo mercúrio.

Numa bomba capilar, quanto menor D_c maior será diferença de pressão que o elemento poroso poderá suportar sem colapsar, diferença essa medida entre a pressão do gás no lado

externo do elemento poroso e do líquido no lado interno. O diâmetro crítico indica a maior ou menor capacidade de transferência de calor que o elemento poroso irá apresentar. Quanto menor o diâmetro crítico maior será o limite capilar da estrutura.

2.4. Análise de imagens

Para o preparo das amostras, as peças foram cortadas conforme as posições indicadas na Figura 3, visando desta forma mapear a variação da porosidade ao longo das amostras. A posição $L = 0$ corresponde a parte inferior da peça durante a sinterização. As diferentes seções foram, então, embutidas em baquelite, lixadas e polidas. O polimento foi realizado com pasta de diamante $1\mu\text{m}$ e com alumina $1\mu\text{m}$ para verificar a influência do material empregado. A aquisição das imagens foi feita por microscopia eletrônica de varredura. Foram testados 2 aumentos para as imagens, 200x e 500x, para desta forma determinar a influência da ampliação na capacidade de detecção do programa utilizado. As imagens foram analisadas com o auxílio do programa “Imago”, versão β , desenvolvido pelo LMPT/UFSC (Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas de Materiais), em parceria com a empresa ESSS (Engineering Simulation and Scientific Software), e do programa *AnalySIS 2.1* fornecido pela *SIS Soft-Imaging Software Corp.* Com o auxílio de ambos os programas foi feita a análise morfológica das estruturas, onde foi determinada a distribuição de tamanho de poros e porosidade total. O diâmetro dos poros é de grande importância pois está relacionado com força de bombeamento capilar e perdas de carga desenvolvidas no circuito.

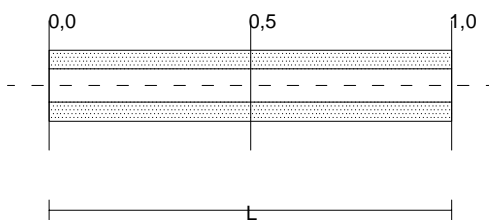


Figura 3. Localização das cotas de corte das peças para aquisição de imagens.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

3.1. Determinação da porosidade

A porosidade foi determinada através de diversos métodos visando a comparação entre estes, alguns parâmetros também foram parâmetros testados, conforme pode ser visto na Tabela 1. Os métodos supracitados são porosimetria de intrusão de mercúrio, análise de imagens (através de dois programas computacionais, com modificações no preparo das amostras), pelo princípio de Arquimedes e pela geometria da amostra.

Tabela 1. Porosidade geral

Intrusão de Hg	Arquimedes	Geométrico	Imago – diamante (200x)	Imago – diamante (500x)	SIS – diamante (200x)	SIS – diamante (500x)	Imago – alumina (200x)	Imago – alumina (500x)
58,4%	57,1%	59,8%	54,45%	52,63%	52,44%	50,36%	51,72%	50,25%

O método de porosimetria de intrusão de mercúrio tem sido aceito como o mais preciso dentre os utilizados. Pode-se verificar uma diminuição nos resultados obtidos por análise de imagens, sendo estes resultados apresentados valores médios. Esta diminuição se deve provavelmente ao fechamento de poros na preparação das amostras. Pode ser também verificado um indicativo de que a alumina aumenta o fechamento de poros. Visando uma comparação mais detalhada foi feita a comparação entre os dois programas empregados na análise de imagens (Imago e analySIS), Figura 4, onde foi levantada a porosidade ao longo das peças.

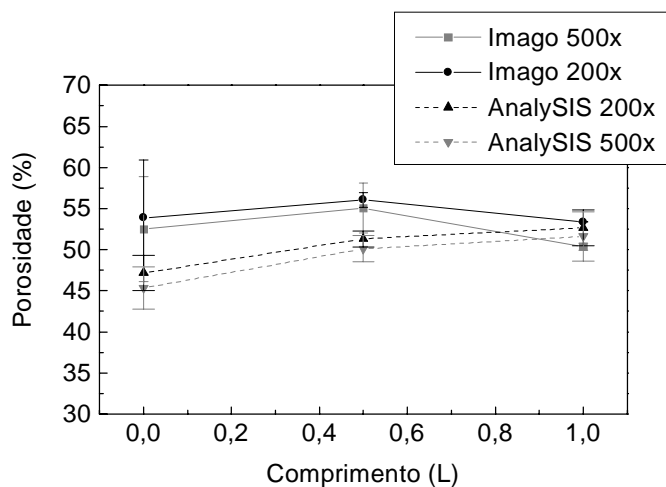


Figura 4. Comparação entre a porosidade para diferentes aumentos com diferentes programas (polimento com diamante).

Apesar do desvio padrão elevado apresentado nos resultados da Figura 4, pode-se afirmar que a tendência demonstrada na Tabela 1 é confirmada, o programa analySIS apresenta valores de porosidade inferiores aos apresentados pelo programa Imago. Pode-se também verificar que o desvio padrão dos resultados é bem mais elevado na posição $L = 0$, isso se deve ao maior gradiente de densidade existente nesta região durante a sinterização. O gradiente de densidade é originado na etapa de preenchimento da matriz por vibração. Visando determinar a influência do tipo polimento na porosidade total das amostras ao longo das peças se obteve os resultados mostrados na Figura 5, através de análise de imagens com o programa Imago.

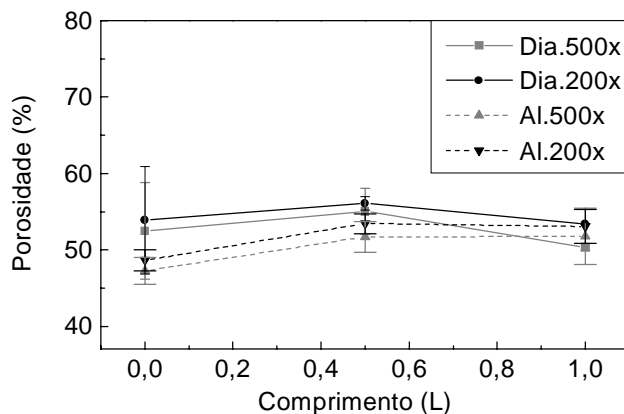


Figura 5. Comparação entre a porosidade obtida após o polimento com diamante ou alumina (com aumento de 200x e 500x).

Apesar da diferença de porosidade entre as amostras preparadas com os dois polimentos, mostrada na Tabela 1, aproximadamente 2,5 pontos percentuais, na Figura 5 pode-se observar que a variação da porosidade total em termos da mudança de polimento não é significativa, devido ao desvio padrão dos resultados. Em termos de porosidade total os diferentes aumentos testados também não se mostraram significativos, Figuras 4 e 5.

3.2. Determinação da distribuição de tamanho de poros

Inicialmente, foi feito o levantamento da distribuição de poros para as estruturas após o polimento com pasta de diamante, que vem sendo freqüentemente empregado na determinação de porosidade por análise de imagens. Foram realizados testes com ampliações de 200x e 500x, para verificar a sua influência nos resultados. Esses resultados podem ser observados nas Figuras 6 e 7, distribuição de freqüência e acumulada respectivamente. Todas as imagens foram geradas com a mesma resolução, sendo os diferentes resultados obtidos para os diferentes aumentos.

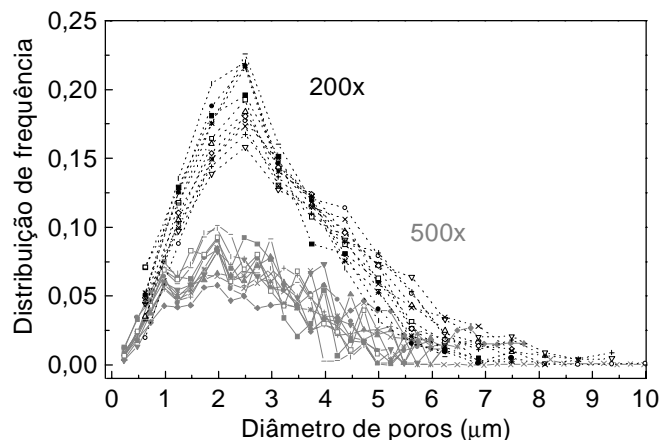


Figura 6. Comparação da distribuição de frequência de poros para 200x e 500x (polimento com diamante).

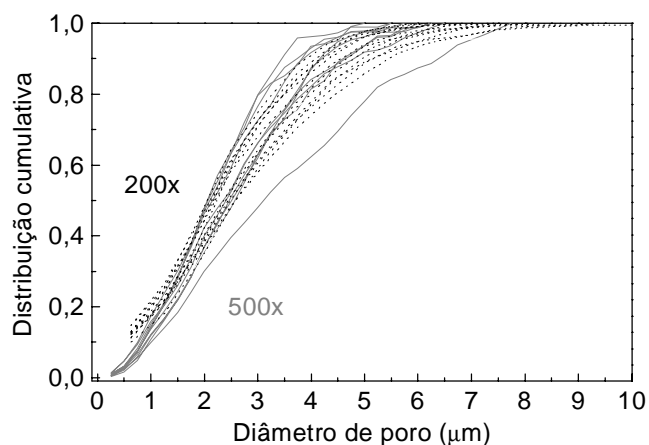


Figura 7. Comparação da frequência acumulada para 200x e 500x (polimento com diamante).

Pode-se observar, na Figura 6, que o aumento empregado está influenciando significativamente no resultado, apesar de que para ambos os aumentos os maiores poros detectados são menores que $10\mu\text{m}$. Com o aumento de 500x a distribuição se torna mais aberta, fica demonstrada a existência de uma maior quantidade de diâmetros na estrutura. Essa maior quantidade de diâmetros detectados explica a diferença verificada na Figura 6. Além da capacidade de detectar poros menores com aumento de 500x, cerca de $0,25\mu\text{m}$, que para um aumento de 200x sobe para $0,6\mu\text{m}$. Na Figura 7, pode-se verificar que para ambos os aumentos as curvas são muito semelhantes e que 90% dos poros estão abaixo de $6\mu\text{m}$, este resultado se torna importante porque dificilmente os 10% de poros restantes serão intercomunicantes. O maior diâmetro de poros intercomunicantes irá determinar o limite de bombeamento capilar da estrutura. Os resultados mostrados na Figura 7 confirmam que a variação observada na Figura 6 se deve provavelmente a diferença de diâmetros detectados pelo programa, para 200x e 500x.

Para uma análise do efeito do polimento na distribuição dos poros, também foi feita a análise morfológica da estrutura após polimento com alumina, Figura 8.

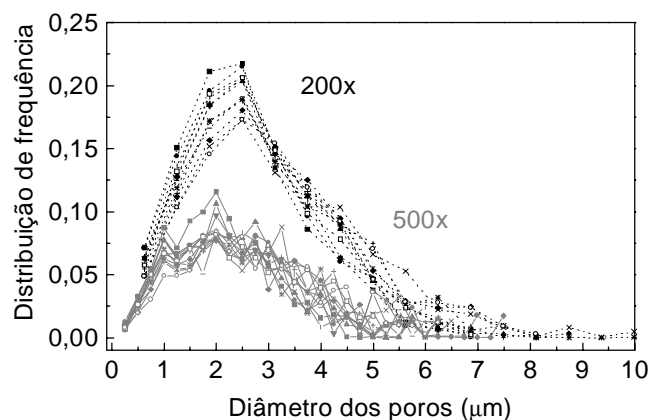


Figura 8. Comparação da distribuição de frequência de poros para 200x e 500x (polimento com alumina).

Verifica-se na Figura 8 que as distribuições de frequência apresentadas para polimento com alumina são bastante semelhantes as mostradas na Figura 6 para polimento com diamante. Para uma melhor visualização foram sobrepostas em um mesmo gráfico as distribuições com aumento de 500x, Figura 9.

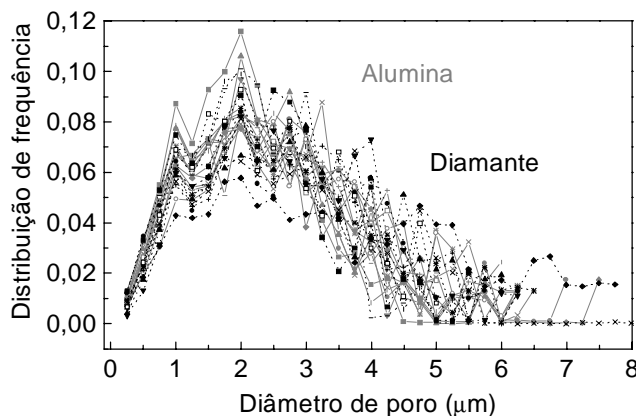


Figura 9. Comparação entre as distribuições de frequência obtidas para os dois polimento empregados (diamante e alumina).

Pode-se desta forma confirmar que praticamente não existe diferença nas distribuições apresentadas. Logo o polimento testado também não afeta diretamente os resultados de distribuição de tamanho de poros.

3.2.1. Porosimetria de intrusão de mercúrio

O resultado relativo ao diâmetro crítico da estrutura porosa pode ser observado na Figura 10. A porosidade obtida através da porosimetria de mercúrio foi 58,4%. Os valores de

porosidade determinados por este método são mais precisos do que aqueles apresentados na análise de imagens, pois a peça é analisada no campo tridimensional.

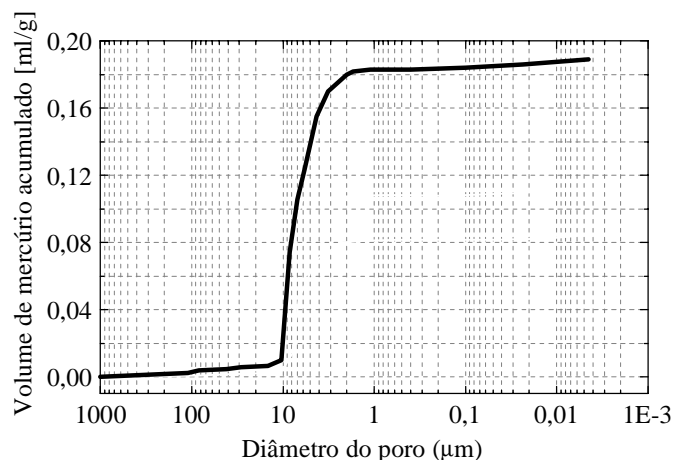


Figura 10. Diâmetro crítico de poro por porosimetria de intrusão de mercúrio.

A porosimetria de Hg fornece um valor aproximado de $D_c = 9 \mu\text{m}$. O diâmetro crítico determinado pela porosimetria de Hg se deve não somente ao diâmetro dos poros, mas também ao arranjo de poros dentro da estrutura. Poros com diâmetros menores do que $1\mu\text{m}$ e maiores do que $15\mu\text{m}$ não foram detectados.

4. CONCLUSÕES

Com respeito a determinação da porosidade total da amostra, tanto o uso do princípio de Arquimedes como da geometria se mostraram adequados, tomando como base o valor obtido pela porosimetria de intrusão de mercúrio. Sendo ambos bem mais rápidos e menos trabalhosos que a análise de imagens. A análise de imagens fornece importantes informações adicionais, como, distribuição freqüencial e cumulativa do tamanho dos poros, aquelas obtidas pela porosimetria de mercúrio, diâmetro crítico. De acordo com os resultados apresentados na análise morfológica o tipo de polimento utilizado não tem uma influência significativa na porosidade e na distribuição de tamanho de poros. Entretanto, a análise de imagens parece mascarar parte da porosidade quando comparada aos outros métodos, e estes problemas provavelmente se devem a etapa de preparação da amostra, onde temos como principal etapa o polimento. Já a modificação no aumento utilizado mostrou grande influência na distribuição de tamanho de poros, sendo que o aumento de 500x se mostrou mais adequado que o de 200x por possibilitar a detecção de uma maior amplitude de diâmetro de poros, tornando a distribuição mais completa. Testes adicionais com aumentos maiores e menores prosseguem com o intuito de melhor analisar esta influência. O programa Imago também apresentou um desempenho mais satisfatório que o programa analySIS para a análise de estruturas porosas com porosidade na ordem de 50%. Estudos prosseguem sempre na expectativa de se conseguir boa uniformidade na distribuição de poros e maior capacidade de bombeamento capilar.

Agradecimentos

Os autores agradecem ao Dr. Celso P. Fernandes, ao Prof. Paulo C. Philippi e ao Prof. José A. Bellini da Cunha Neto pelo apoio técnico dispensado na execução dos trabalhos.

5. REFERÊNCIAS

- Bellini, J.A., 1992, Transport d'humidité en matériau poreux en présence d'un gradient de température. Caractérisation expérimentale d'un béton cellulaire, l'Université Joseph Fourier Grenoble I, pp.35-40, Ph.D. Thesis.
- Cahn, R.W., 1991, Materials science and technology: A comprehensive treatment processing of metals and alloys, VCH Publishers Inc., vol.15, New York.
- Fedorchenko, I.M., 1980, Progress in work in the field of high-porosity materials from metal powders and fibers, Plenum Publishing Corporation, pp.615-622.
- Goncharov, K. and Nikitkin, M., 1995, Loop heat pipes in thermal control system for "OBZOR" spacecraft, Paper 951555, 25th. International Conference on Environmental Systems, San Diego, July 10-13.
- Ku, Jentung, 1993, Overview of capillary pumped loop technology, 29th National Heat Transfer Conference, Atlanta, Georgia, August 8-11, HTD-vol. 236.
- Maidanik, Yu.F., Fershtater, Yu.G., Goncharov, K., 1991, Capillary-pump loop for systems of thermal regulation of spacecraft, 4th European Symposium on Space Environmental and Control Systems, Florence, October 21-24.
- Reimbrecht, E.G., Fredel, M.C., Bazzo, E., Pereira, F.M., 1998, Manufacturing and microstructural characterization of sintered nickel wicks for capillary pumps. Materials Research, vol.2, n°3, pp.225-229, 1999.
- Thümmel, F. & Oberacker, R., 1993, Introduction to powder metallurgy, The Institute of Materials, Carlton House Terrace, London.

Isto denota um problema , já citado em (LIGGET e TREVINO,1992), que é a falta de indicadores específicos para as células.

Dentre os indicadores citados na pesquisa , apenas o “% de Valor Agregado” não é utilizado. Tal fato revela uma inconsistência, uma vez que este indicador é utilizado tipicamente nas situações em que se deseja quantificar os tempos improdutivos associados ao *lead time* de fabricação, e a empresa E2 citou como objetivo prioritário, a redução de tempos improdutivos.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

As empresas analisadas neste trabalho apresentam características, objetivos e motivações semelhantes para a adoção de células de fabricação. Para tais empresas, o AFC (arranjo físico celular) mostrou-se mais adequado às características de seus sistemas produtivos, que os tradicionais arranjos funcionais.

No entanto, por terem projetado suas células há cerca de 10 anos, apresentam sinais de necessidade de melhorias e modernização de seus arranjos. Isto pode ser verificado quando se identifica que o método utilizado para projeto e os indicadores de desempenho foram estruturados com base nas ferramentas disponíveis na época de projeto.

Atualmente, existem métodos , ferramentas e indicadores específicos para manufatura celular, que podem ser aplicados, visando a melhoria da performance destes arranjos.

Para as empresas analisadas, trata-se agora não mais de apresentar resultados superiores aos arranjos funcionais, mas buscar continuamente, a melhoria de desempenho do arranjo físico celular.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

COUTINHO, L. e FERRAZ, J.C. *Estudo da Competitividade da Indústria Brasileira*. Papirus Editora. 510p. 1995.

ARRUDA, J. Perfil das empresas usuárias de Tecnologia de Grupo e Manufatura Celular. *Anais do Encontro Nacional de Engenharia de Produção/ ENEGEP 95*. São Carlos. 1995.

DILMAN,D.A . *The Total Design Method: Mail and Telephone Surveys*. John Wiley & Sons. 518p.1978.

BURBIDGE, J.L. *An Introduction to Group Technology*. John Wiley & Sons, 190p.1971.

KUSIAK,A . *Intelligent Manufacturing Systems*. Prentice Hall. 290p. 1991.

BLACK,J.T. *The Factory with a Future*. Prentice Hall. 154p. 1991.

LIGGET,H.R. e TREVINO, J. “The Application of Multi-Attribute Techniques in the Development of Performance Measurement and Evaluation Models for Cellular Manufacturing”. *Flexible Automation and Information Management*. 1992. p712-721.

4. ANÁLISE DOS RESULTADOS

Analisando-se as tabelas mostradas no item anterior, verifica-se que as duas empresas apresentam diversidade de produtos (na faixa de 10 a 50 produtos fazem parte do *mix* de cada uma) e desenvolvem constantemente novos produtos. Embora a média anual de novos produtos não seja alta, estas empresas caracterizam-se por produtos de alta complexidade tecnológica e grande número de componentes (ordem de milhares) e sub conjuntos (4 a 5 níveis de estrutura de produto).

Seus sistemas produtivos caracterizam-se por trabalhar em lotes pequenos e médios, com lotes de transferência próximos (empresa E2) ou iguais (empresa E1) aos lotes de produção. A preocupação constante com a redução dos tempos de preparação de máquinas foi identificada nas duas empresas: ambas utilizam sistemas TRF (Troca Rápida de Ferramentas), embora apenas a empresa E1 utilize os conceitos de Ferramental de Grupo. O sistema produtivo da empresa E1 caracteriza-se por trabalhar com peças de grande porte e média de poucas operações por peça (3 a 5) ; na empresa E2 os lotes são maiores e as peças, por serem de pequeno porte, são mais facilmente transportadas internamente, mas o número médio de operações por peça é bastante alto (acima de 12 operações) . Isto pode ser relacionado com os objetivos prioritários declarados pelas empresas, para adoção do AFC (Arranjo Físico Celular) : a empresa E1 citou a flexibilidade em relação ao fluxo produtivo como objetivo prioritário, enquanto a empresa E2 citou a necessidade de reduzir tempos improdutivos (esperas, filas, paradas não previstas) como prioridade.

Em relação ao método utilizado no projeto das células, em ambas as empresas pesquisadas foi citada a PFA (“*Production Flow Analysis*”), ou Análise de Fluxo de Produção (BURBIDGE,1971) . Este fato pode ser relacionado com o tempo de funcionamento das células (5 a 10 anos na empresa E1 e mais de 10 anos na empresa E2), uma vez que este método foi utilizado com muita frequência na década de 80 pelas empresas que implantaram células. Atualmente existem métodos mais simples e rápidos para o projeto de células (KUSIAK,1991) , e que poderiam ser utilizados para otimização dos *layouts* atuais destas empresas.

Outra característica importante para as empresas pesquisadas é que ambas utilizam manufatura celular em todo o seu sistema produtivo (100%) e utilizaram equipes internas para o desenvolvimento de projeto das células. O grande inconveniente deste tipo de abordagem, quando se compara esta situação aos projetos desenvolvidos por empresas de consultoria e equipes externas, é a dificuldade em se documentar adequadamente os procedimentos adotados no projeto. Esta falta de cuidado com o registro das etapas de projeto, quando realizado internamente, muitas vezes pode comprometer trabalhos posteriores de adaptação do arranjo físico à introdução de novos itens produtivos , aumentos de capacidade e introdução de novos equipamentos.

Quanto aos benefícios que as empresas identificaram, após a adoção do AFC, destacam-se a redução de *lead time* e a melhoria do fluxo produtivo. Embora a redução dos tempos de preparação de máquinas seja citada constantemente na literatura como um dos benefícios potenciais do uso de AFC (KUSIAK,1991), em ambas as empresas tal redução ocorreu apenas quando os sistemas TRF foram implementados, como ferramentas de apoio, e utilizados em conjunto com o AFC.

A análise dos indicadores de desempenho utilizados pelas empresas merece especial atenção. Com exceção do indicador “Tempo de Ciclo” , que é característico dos arranjos celulares (BLACK,1991), e é utilizado pela empresa E1, os demais indicadores usados são aplicados a qualquer sistema produtivo, independentemente do arranjo físico adotado.

As empresas analisadas apresentaram motivações diferentes, para adoção de arranjos físicos celulares (AFC) em suas instalações produtivas. Os objetivos prioritários, benefícios e ferramentas de apoio estão detalhados na tabela 4 , seguinte.

Tabela 4: Benefícios do AFC nas empresas pesquisadas

IDENTIFICAÇÃO DA EMPRESA	E1	E2
Objetivos prioritários para adoção do AFC	Flexibilidade em relação ao fluxo produtivo	Reduzir tempos improdutivos
Benefícios obtidos com o AFC (citados em ordem de prioridade pelas empresas pesquisadas)	1. Melhora de fluxo produtivo 2. Redução dos lotes de produção 3. Redução do <i>lead time</i> 4. Melhora da qualidade	1. Redução dos tempos improdutivos 2. Melhora do fluxo produtivo 3. Redução do <i>lead time</i>
Técnicas e ferramentas de apoio utilizadas	Ferramental de grupo Sistemas TRF (*) Sistemas JIT (**)	Sistemas TRF (*) Sistemas JIT (**)
(*) TRF: Troca Rápida de Ferramentas (**) JIT: <i>Just In Time</i>		

Para avaliar o funcionamento das células, são utilizados indicadores de desempenho. Embora existam indicadores desenvolvidos especialmente para avaliar a eficiência de projeto e de funcionamento das células, as empresas analisadas utilizam os indicadores tradicionais. A relação dos principais indicadores utilizados está mostrada na tabela 5.

A empresa E1 promove alterações de arranjo físico em intervalos variáveis de 6 meses a 1 ano. A empresa E2 faz alterações de arranjo em intervalos maiores, de 1 a 3 anos.

Em ambos os casos, no entanto, tais alterações não são motivadas por tentativas de otimização, mas por necessidades de introdução de novos processos (novos equipamentos) ou aumento de capacidade produtiva. No item seguinte deste trabalho os resultados obtidos são avaliados.

Tabela 5: Indicadores de Desempenho utilizados pelas empresas pesquisadas

IDENTIFICAÇÃO DA EMPRESA	E1	E2
Tempo de Ciclo (*)		
<i>Lead Time</i>		
Tempo de Preparação		
Produtividade (unidades/hora.homem)		
Índices de refugo e retrabalho		
Percentual de Utilização de Máquinas		
Eficiência Operacional		
Percentual de Valor Agregado		
Rendimento Global do Equipamento (**)		
(*) Medida utilizada somente em arranjos celulares (**) Medida utilizada como parte da metodologia de aplicação de MPT (Manutenção Produtiva Total)		

Tabela 1: Caracterização das empresas pesquisadas

IDENTIFICAÇÃO DA EMPRESA	E1	E2
Produto Principal	Máquinas rodoviárias, tratores e veículos especiais	Sistemas automotivos e autopeças
Principais Clientes	Empreiteiras, construção civil, órgãos públicos	Montadoras automotivas
Origem	Norte americana	Norte americana
Número de Unidades no Brasil	1	3 (*)
Localização	Piracicaba/SP	Piracicaba/SP Jambeiro/SP Paraisópolis/MG
Número de Funcionários	2700	1000
Participação no Mercado	50 a 75%	25 a 50%
(*) Obs.: Os dados desta pesquisa referem-se à unidade de Piracicaba/SP		

A tabela 2 apresenta as características dos sistemas produtivos das empresas analisadas.

A manufatura celular é utilizada principalmente para as empresas que se caracterizam por fabricar pequenos e médios lotes, situação típica de grande parte da indústria atual, dadas as necessidades de diversificação de produtos e crescente velocidade na introdução de novos produtos.

Tabela 2: Caracterização do sistema produtivo das empresas pesquisadas

IDENTIFICAÇÃO DA EMPRESA	E1	E2
Sistema produtivo	Fabricação em lotes	Fabricação em lotes
Média Anual de de Novos Produtos	2 a 3	5 a 7
Número de Produtos (Mix)	10 a 50	10 a 50
Tamanho Médio dos lotes de produção	20 a 200 unidades	Acima de 500 unidades
Tamanho Médio dos lotes de transferência	20 a 200 unidades	100 a 250 unidades
Tempo Médio de Preparação de Máquinas	10 min	10 a 30 min
Lead Time de Produção	14 dias	2 a 7 dias
Tempo Médio de Operações por Máquina	30 a 60 min	NF
Número Médio de Operações por Peça	3 a 5	Acima de 12 operações

As duas empresas analisadas neste trabalho, foram selecionadas em função do tempo que utilizam manufatura celular, o que permite estudar com mais detalhes os principais problemas que estas empresas enfrentam no gerenciamento deste tipo de arranjo físico.

A tabela 3 seguinte mostra as características principais de arranjo físico adotado pelas empresas analisadas.

Tabela 3: Caracterização do arranjo físico do sistema produtivo das empresas pesquisadas

IDENTIFICAÇÃO DA EMPRESA	E1	E2
Arranjo Físico Predominante	Celular 100%	Celular 100%
Projeto das Células e Identificação do Setor Responsável	Interno, Engenharia de Planejamento	Interno, grupo multifuncional
Tempo de Utilização	5 a 10 anos	Mais de 10 anos
Metodo/ Técnica de Projeto Utilizada	Análise de Fluxo da Produção (PFA)	Análise de Fluxo da Produção (PFA)

As desvantagens são:

- Poucos questionários retornam;
- A falta de compreensão dos correspondentes, gera um grande número de questões sem respostas ou nulas;
- Pessoas analfabetas não podem responder;
- Influência de uma questão para outra, devido à leitura de todas as perguntas anteriormente;
- Atraso na devolução do questionário, afetando o calendário ou a sua utilização.

A entrevista pessoal é uma maneira de se obter informações face a face com o entrevistado. Na entrevista pessoal são proporcionadas ao entrevistado todas as informações necessárias para sua compreensão. Ela permite ao entrevistador, observar as reações do entrevistado e utilizar estímulos para que as respostas sejam satisfatórias.

As vantagens da entrevista pessoal são:

- Pode ser respondido por pessoas analfabetas;
- Obtenção de dados não documentados, possibilitando obter informações mais precisas;
- Maior flexibilidade ao entrevistador na formulação da pergunta de maneira diferente, a fim de proporcionar compreensão;
- Quantificação dos dados que podem ser submetidos à tratamento estatístico.

As desvantagens são:

- O entrevistador pode influenciar o entrevistado;
- Indisposição de tempo do entrevistado para dar as informações necessárias devido a entrevista ocupar muito tempo;
- Dificuldade de comunicação e expressão de ambas as partes;
- Falta de controle do entrevistador na coleta de dados;
- Receando que sua identidade seja revelada, o entrevistado retém alguns dados importantes.

O tipo de entrevista usado é a padronizada ou estruturada, onde o entrevistador segue um roteiro de questões pré-determinadas, não podendo alterar a ordem dos tópicos ou fazer outras perguntas que não estejam elaboradas no questionário, isto é, o pesquisador não é livre para adaptar suas perguntas a uma determinada situação.

O motivo da padronização é obter, dos entrevistados, respostas às mesmas perguntas, para que elas sejam comparadas entre si.

No item seguinte deste trabalho, são apresentados os principais dados obtidos nas empresas pesquisadas.

3. PRINCIPAIS RESULTADOS OBTIDOS

As duas empresas escolhidas para detalhamento da análise sobre a utilização de manufatura celular estão caracterizadas na tabela 1, seguinte.

Ambas se caracterizam por apresentar participação significativa no mercado em que atuam, tanto interno como externo, por apresentarem políticas definidas de qualidade (ambas são certificadas por normas de qualidade) e atuarem no ramo metal mecânico.

2. PRINCÍPIOS DO TDM (*TOTAL DESIGN METHOD*)

O TDM (*“Total Design Method”*) foi o método escolhido para obtenção de dados neste projeto de pesquisa. O TDM é considerado tão eficaz quanto as pesquisas que se baseiam em entrevistas cara-a-cara (DILMAN, 1978). Antigamente os métodos usados para questionários aplicados por correspondência e por telefone apresentavam muitas deficiências, sendo constantemente necessária a comprovação de dados coletados.

Os objetivos do TDM consistem em obter índices de respostas maiores, de maior qualidade e satisfação aos pesquisadores, através da aplicação de alguns princípios norteadores, tanto na elaboração dos questionários, como na sua utilização.

Para o sucesso do método, os princípios considerados fundamentais são: planejamento, sincronização, supervisão e controle ao conduzir o projeto. Ao organizar todos os levantamentos, deve-se identificar cada aspecto do processo e associar qual deles afeta a qualidade e a quantidade de respostas e modelá-los em padrões semelhantes para assim obter melhores respostas.

Para a obtenção de alta qualidade de dados é necessário grande atenção para detalhes da administração. Um projeto administrativo tem como essência a identificação de tarefas por completo e a determinação da dependência de cada tarefa, caracterizando a ordem e o método pela qual cada tarefa será feita.

2.1. O usuário e o método no levantamento de dados

Os métodos usuais para levantamento de dados são três:

- Correio;
- Telefone;
- Entrevista pessoal.

A diferença entre eles está no tipo e na estrutura das questões a serem feitas. Este trabalho utilizou também correio eletrônico para obtenção de dados e troca de informações com as empresas pesquisadas.

2.2. O questionário e as formas de obtenção dos dados

Quando o questionário for enviado pelo correio, deve apresentar questões simples e de fácil compreensão. Junto a ele deve-se anexar documentos com explicações sobre a importância da pesquisa, tentando motivar o correspondente a preencher e a reenviar o questionário em curto prazo.

As vantagens dos questionários enviados pelo correio são:

- Economia de tempo, viagens e de pessoal para aplicá-los;
- Obtenção de grande número de dados devido à liberdade de respostas pelo anonimato;
- Respostas seguras por não serem identificadas;
- Grande número de pessoas respondem em horas mais favoráveis, num maior tempo;
- A não influência do pesquisador gera menos possibilidade de distorções nas respostas.

- a) redução dos níveis hierárquicos e reestruturação administrativa, para absorver os novos modelos de organização;
- b) seleção de linhas de produtos visando concentração em áreas de comprovada competência;
- c) reestruturação produtiva com adoção de novas técnicas, produção enxuta e compacta, novos *layouts*, visando produzir sem estoques, aumentar a eficiência, a qualidade, e obter flexibilidade.

Dentre as técnicas mais recentes de organização da produção, destacam-se as células de manufatura. Embora utilizadas nos países altamente industrializados, desde a década de 70, no Brasil, os princípios de manufatura celular começaram a se difundir com maior intensidade no início dos anos 90. Em (ARRUDA,1995), pesquisa realizada em 13 empresas paulistas revelou que 43% delas utilizava ou planejava utilizar os conceitos de manufatura celular nos próximos anos.

A implantação dos conceitos de manufatura celular requer o estudo das questões estruturais relacionadas ao projeto das células e que incluem:

- a) definição do método a ser utilizado na formação das famílias de peças e grupos de máquinas;
- b) determinação das peças e máquinas pertencentes a cada célula;
- c) dimensionamento e balanceamento das células de manufatura;
- d) análise do desempenho das células de manufatura, em relação às condições de funcionamento para as quais as mesmas são projetadas.

Embora existam muitos modelos e técnicas de agrupamento para proceder à tarefa de identificação de famílias de peças e grupos de máquinas, existe relativamente pouca bibliografia sobre critérios de avaliação de projeto e de análise de desempenho para as células de manufatura.

Desse modo, as empresas que pretendem adotar os princípios de manufatura celular deparam-se com problemas da seguinte ordem:

- a) no caso da escolha do método para identificação de agrupamentos a ser utilizado, o número muito grande de opções e a dificuldade de estabelecer comparações entre eles é um ponto de particular importância;
- b) para a avaliação do projeto das células quanto à sua eficiência e para o exame das condições de uso e desempenho do sistema celular, há carência de parâmetros de análise.

Este trabalho apresenta os resultados obtidos em uma pesquisa realizada em empresas usuárias de manufatura celular da região de Piracicaba/SP, visando identificar os principais problemas enfrentados por estas empresas, desde a fase de projeto das células, até as dificuldades de avaliar o desempenho das células ao longo do tempo. Embora a pesquisa tenha envolvido 20 empresas da região, os resultados apresentados neste trabalho concentram-se na experiência de duas empresas, do ramo metal mecânico, que se destacam por sua participação significativa no mercado e pelo tempo de utilização de manufatura celular.

A metodologia utilizada para obtenção dos dados foi o *TDM (Total Design Method)*, uma técnica que se baseia em procedimentos a serem adotados na construção e aplicação de questionários, tanto enviados por correio como respondidos em entrevistas pessoais (DILMAN, 1978). As duas formas de obtenção (correio e entrevista pessoal) foram utilizadas nesta pesquisa.

O item seguinte deste trabalho apresenta os princípios do TDM.

UTILIZAÇÃO DE TECNOLOGIA DE GRUPO E MANUFATURA CELULAR NAS EMPRESAS DA REGIÃO DE PIRACICABA/SP

Milton Vieira Jr (*)

Nelson Carvalho Maestrelli (*)

Antonio Batocchio ()**

Universidade Metodista de Piracicaba, Faculdade de Engenharia Mecânica e de Produção, Rodovia S.Bárbara-Iracemápolis, Km1, Santa Bárbara Doeste/SP, Brasil,

Email: nmaestre@unimep.br

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Fabricação, Campinas/SP, Brasil.

Email: batocchi@fem.unicamp.br

Resumo

Este trabalho apresenta os principais resultados obtidos em projeto de pesquisa que estudou as condições de aplicação de Tecnologia de Grupo e Manufatura Celular em duas empresas, situadas na região de Piracicaba SP. Os sistemas celulares de produção tem sido aplicados com frequência crescente nas empresas que procuram adotar os princípios da “World Class Manufacturing”, como forma de manutenção de sua competitividade e ampliação de seus mercados de atuação. A adoção de arranjo físico celular é considerada a primeira etapa do procedimento necessário para modernização do chão de fábrica, dentro dos conceitos da “Lean Production”. Esta pesquisa analisou a metodologia utilizada pelas empresas para definição dos agrupamentos (peças e máquinas que formam as células) , condições de dimensionamento e balanceamento dos sistemas celulares e avaliação do desempenho destes sistemas produtivos.

Palavras-chave: Manufatura Celular, Tecnologia de Grupo, Análise de Agrupamentos.

1. INTRODUÇÃO

No início da década de 90, a indústria brasileira, em comparação com os padrões internacionais , caracterizava-se por operar com equipamentos e instalações tecnologicamente defasadas, apresentava deficiências na tecnologia de processos, exibia atraso quanto à tecnologia de produto e demonstrava limitada difusão dos sistemas de gestão da produção e da qualidade.

A adoção de inovações gerenciais e organizacionais é realizada com lentidão, em parte como função da reduzida capacidade de investimentos das empresas e parte pelas dificuldades de adaptação dos modelos importados à realidade nacional (COUTINHO e FERRAZ, 1995).

No entanto, a globalização da economia e a conseqüente necessidade de inserção no mercado mundial, fundamental para a sua sobrevivência, obrigam as empresas à rápida adoção de ajustes, alguns abruptos e emergenciais, concentrados em três planos:

CONSIDERAÇÕES SOBRE A DISPONIBILIZAÇÃO DE UMA FERRAMENTA COMPUTACIONAL DE APOIO AO PLANEJAMENTO ESTRATÉGICO EMPRESARIAL

Marcos Ricardo Rosa Georges

georges@fem.unicamp.br

Antônio Batocchio

batocchi@fem.unicamp.br

Universidade Estadual de Campinas

Faculdade de Engenharia Mecânica – Departamento de Engenharia de Fabricação

Cidade Universitária Zeferino Vaz, caixa postal 6122 – Campinas – SP – CEP 13083 970

Resumo

Neste trabalho é proposto um modelo a ser utilizado para a implementação de uma ferramenta computacional de apoio ao planejamento estratégico empresarial. Aliando-se os novos desenvolvimentos tecnológicos com os modernos conceitos de sistemas de manufatura promove-se a elaboração de um modelo consistente e integrado à organização e as diversas tarefas relacionadas ao planejamento estratégico empresarial. A seleção das técnicas para a implementação do modelo foi baseada em novos desenvolvimentos de técnicas de modelagem de processos e sistemas integrados de informação. Além de alguns aspectos operacionais, será discutido o entendimento da empresa como um sistema, adotando uma visão coerente com a visão sistêmica do processo de planejamento estratégico e sua integração com o sistema de manufatura e os diversos níveis de planejamento que deste derivam.

Palavras-chave: Planejamento Estratégico Empresarial; Sistemas de Manufaturas Integrada; Modelagem dos Processos de Negócios; Sistemas de Informações Gerenciais.

1. INTRODUÇÃO

A alta complexidade do mercado e da sociedade, aliado ao desenvolvimento científico e tecnológico, impõe as empresas repentinas mudanças que podem tornar um negócio obsoleto, defasado ou inadequado. Sejam estas mudanças provocadas por alterações dos hábitos do consumidor ou pelo surgimento de uma nova tecnologia superior a existente ou simplesmente pelo oferecimento de um produto similar com um preço mais convidativo.

O fato é que nenhuma empresa pode gozar de uma situação estável sem que esta esteja em uma fina sintonia com o ambiente que a cerca, adaptando-se às mudanças necessárias a favor da manutenção de sua posição favorável no mercado; portanto uma empresa pode estar competitiva em dado momento e não ter garantias de que também estará competitiva em momentos futuros se nada fizer para a manutenção do estado de competitividade.

As mudanças repentinas do mercado evidenciam a necessidade de monitoramento constante das variações ambientais, tornando-se uma prática útil na prevenção de ameaças, assim como no usufruto das oportunidades advindas do mercado.

Desta forma provoca-se um novo direcionamento das metas organizacionais, que devem ser difundidas a todos os níveis da organização, fazendo com que todos os esforços e recursos

convirjam para a realização da situação futura esperada. Nada adiantará antever situações inevitáveis se as alterações necessárias para sua adaptação não são realizadas.

A prática da metodologia de planejamento estratégico torna-se uma importante ferramenta em ambientes adversos e competitivos, pois sua utilização propicia o redirecionamento das metas empresariais em função de uma análise ambiental, propondo alternativas para a manutenção de uma vantagem competitiva.

Além destes aspectos metodológicos e organizacionais, é necessário enfatizar, também, sobre questões de âmbito operacional, observando os novos desenvolvimentos tecnológicos de modo elucidar um caminho que seja efetivo na programação de tal metodologia tecnológica, propiciando uma ferramenta que seja adequada aos novos padrões de desenvolvimento de software e que também se adequem aos novos conceitos e modelos de sistema de manufatura.

Este trabalho desenvolve os passos iniciais na implementação de uma ferramenta computacional de apoio a prática de planejamento estratégico direcionada para o estado de competitividade, utilizando como suporte os sistemas de informações integrados com o propósito de prover a integração estrutural do sistema de manufatura.

2. A NATUREZA DO PLANEJAMENTO

O planejamento é conceituado como um processo, sendo alimentado por uma entrada e produzindo uma saída, promovendo uma situação desejada num instante futuro.

“Toda atividade de planejamento nas empresas, por sua natureza, deverá resultar de decisões presentes, tomadas a partir do exame do impacto das mesmas no futuro, o que lhe proporciona uma dimensão temporal de alto significado”(Oliveira, 1985).

“O planejamento não diz respeito a decisões futuras, mas às implicações futuras de decisões presentes” (Drucker, 1962). Portanto o planejamento é um processo sistemático e constante de tomada de decisões, cujos efeitos e conseqüências deverão ocorrer em futuros períodos de tempo.

O planejamento não é um ato isolado, deve ser visualizado como um processo composto de ações inter-relacionadas e interdependentes que visam o alcance dos objetivos previamente estabelecidos.

O processo de planejamento dentro das empresas deve respeitar alguns princípios para que os resultados de sua implementação sejam os esperados, alguns desses princípios, proposto por Ackoff (1974) são :

- O princípio coordenado, em que todos os aspectos envolvidos devem ser projetados para que atuem interdependentemente, pois nenhuma parte da empresa pode ser planejado de forma eficiente se for de maneira independente de qualquer outra parte da empresa;
- O princípio integrado, onde o planejamento de todas as partes deve ser totalmente integrado, tanto verticalmente quanto horizontalmente, convergindo os esforços e recursos para os objetivos; e
- O princípio permanente, condição que exigida pela própria turbulência do ambiente, pois nenhum plano mantém sua validade com o tempo.

Portanto a implementação da metodologia do planejamento estratégico deve ser consistente com tais princípios e estar totalmente integrado com os outros níveis de planejamento, a saber : o planejamento tático e o planejamento operacional.

A metodologia do planejamento estratégico é constituída, de forma resumida, de uma etapa de análise ambiental; seguida pela etapa de definição das diretrizes organizacionais;

formulação e seleção dos planos; e a implementação e controle é a última etapa do planejamento estratégico (Certo & Peter, 1993).

Cada uma destas etapas é alimentada por informações de diversas fontes, sendo de alguma maneira processada e produzindo outras informações que serão utilizadas nas etapas seguintes ou em outros processos, como os demais planejamentos.

3. A EMPRESA COMO SISTEMA

Define-se manufatura de bens como: “um sistema que integra seus diferentes estágios necessitando para isso dados de entrada definidos para se obter resultados esperados” (Agostinho, 1995).

A teoria dos sistemas contempla todos os aspectos que podem ser sensíveis a uma empresa, essa visão, onde partes individuais do corpo são vistas como partes de um todo integrado foi abordado inicialmente na medicina, e sua principal característica é na natureza holística desse modo de observação (Tapscott, 1995).

Como um sistema, a empresa é constituída de subsistemas, sendo alimentado por entradas, efetuando transformações e produzindo saídas, tendo um mecanismo de controle e retroalimentação para alcance dos objetivos.

“Sistema é definido como um conjunto de partes interagentes e interdependentes que, conjuntamente, formam um todo unitário com determinado objetivo e efetuando uma função”(Oliveira, 1999).

“Sistema é um conjunto de partes coordenadas, que concorrem para a realização de um conjunto de objetivos”(Dias, 1985).

Identifica-se aqui por equifinalidade deste sistema a missão definida estrategicamente; neste trabalho, a escolha estratégica para a missão é a busca pelo estado de competitividade.

Competitividade é um conceito estratégico, e pode ser definido por : “a capacidade de uma organização em oferecer ao mercado alternativas capazes de motivar a troca da organização detentora de produto” (Agostinho, 1995).

Para o alcance do estado de competitividade é necessário definir quais serão os elementos do sistema empresarial, ou seja, quais serão suas saídas em termos de produtos, serviços ou tecnologias; da mesma forma é necessário definir quais serão as entradas e os processos necessários para a produção dessas saídas, os objetivos da empresa e os mecanismos de controle para a verificação da validade do caminho escolhido.

Como o sistema empresarial é dividido em subsistemas, segundo o princípio de hierarquia do planejamento, o planejamento estratégico deverá delegar aos subsistemas seus planejamentos táticos, que definirá objetivos setoriais e outros elementos necessários para o alcance dos objetivos da empresa como um todo.

Utilizando-se os conceitos da teoria de sistemas, e reconhecendo a empresa como um sistema de manufatura, este sistema pode ser composto de outros subsistemas, ou atividades básicas, e sua representação gráfica extraída de Agostinho (1995) é mostrada na figura 1 :

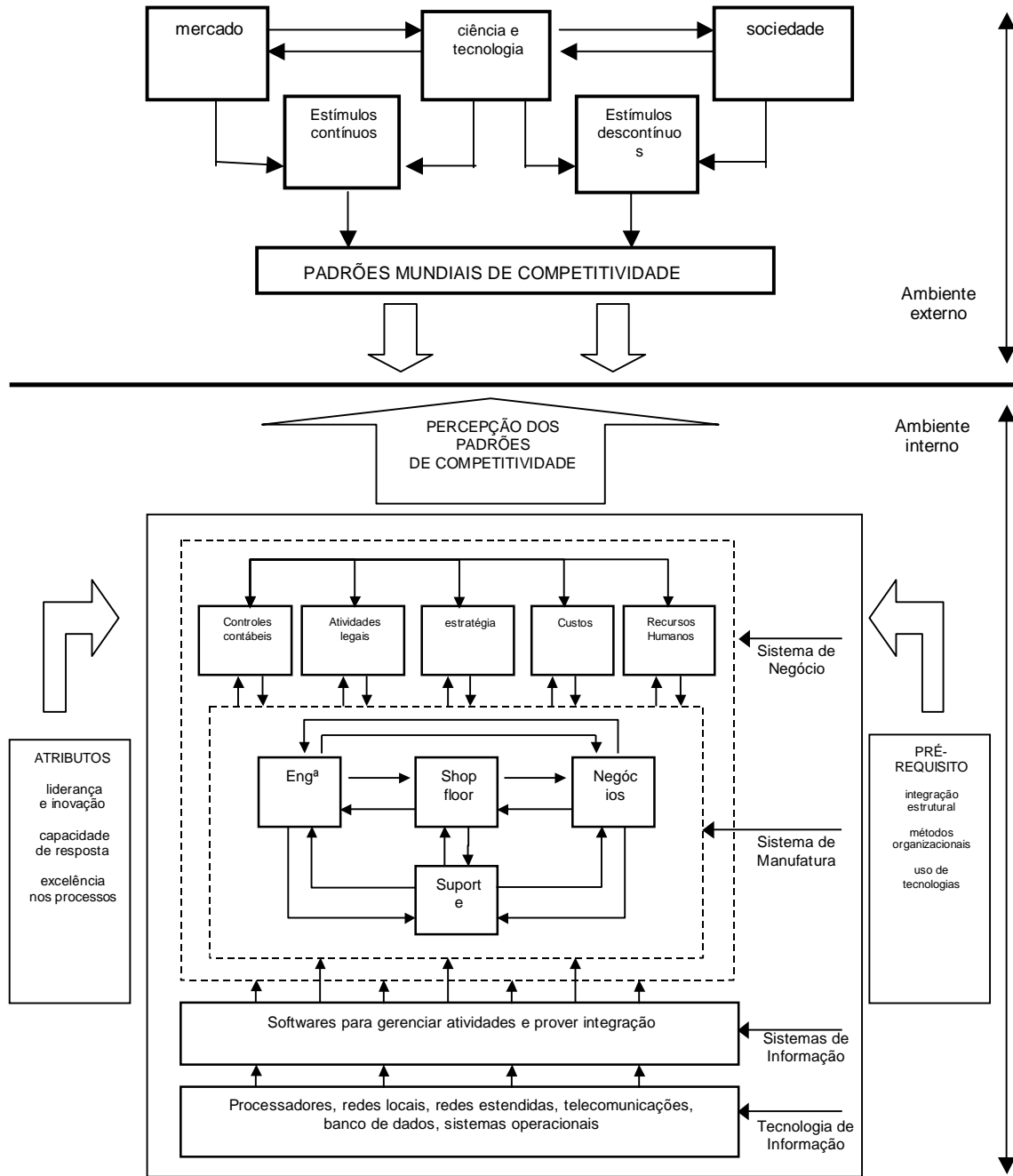


Figura 1. Modelo de Sistema de Manufatura (Agostinho, 1995)

O mercado, a sociedade e o desenvolvimento científico e tecnológico impõe padrões de competitividade as empresas, e estas devem ter percepção para compreender tais padrões e promoverem as mudanças necessárias para o alcance do estado de competitividade.

A metodologia do planejamento estratégico é responsável pelos mecanismos internos ao sistema de manufatura capazes de detectar as mudanças do meio exterior (mercado, ciência e tecnologia, sociedade) , redirecionando as metas e objetivos empresariais em função do

alcance do estado de competitividade, definindo os pré requisitos necessários e os atributos a serem praticados.

A percepção dos padrões de competitividade é feito pelas técnicas de análise ambiental do planejamento estratégico; a proposição das mudanças a serem realizadas é feita pela formulação dos planos, sendo estes orientados para o cumprimento das diretrizes organizacionais definidas previamente.

Observe que o modelo acima contempla todas as informações necessárias para a plena prática do planejamento estratégico empresarial em todas as suas etapas, e que a metodologia do planejamento estratégico é reconhecido como um dos métodos organizacionais utilizados por ser um pré requisito identificado nos padrões de competitividade.

O planejamento estratégico é uma tarefa pertencente a atividade do sistema de negócio denominada estratégia, relacionando-se diretamente com a atividade do sistema de manufatura denominada de negócio, responsável pelo planejamento tático e operacional do chão de fábrica.

As informações requeridas por cada uma das etapas do planejamento estratégico deve ser obtida diretamente na sua origem, através de interfaces que permitam precisão na sua exposição. As interfaces podem ser desde relatórios manuscritos até tabelas e outras ferramentas automatizadas, mas devem ser precisas em conteúdo para o processo subjacente e reportadas diretamente da origem ao destinatário.

4. A LINGUAGEM DE DESCRIÇÃO E IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO

Atualmente os padrões de competitividade exige das empresas um dinamismo muito grande, onde a concepção de um novo produto e sua comercialização devem ocorrer da forma mais rápida possível, sendo imprescindível um perfeito fluxo das informações entre os diversos departamentos para que seja possível uma convergência dos esforços.

Ao longo dos anos, diversas tecnologias de informação e padrões de confecção de *software* foram desenvolvidos (Martin, 1993), aliados aos desenvolvimento de tecnologias de informações possibilita-se um melhor tráfego de informações, favorecendo o intercâmbio de informações entre as diversas atividades de um sistema de manufatura (Tapscott, 1995); estes recentes avanços propiciaram os padrões integrados de *software*, possibilitando uma base de dados únicas, eliminando a redundância de informação e constituindo uma interface entre os diversas tecnologias empregadas em cada uma das atividades.

Esses sistemas, os denominados ERP's (*Enterprise Resources Planning*), possibilitam as empresas integrarem seus diversos departamento, utilizando-se soluções modulares para cada departamento que são facilmente incorporadas ao sistema, devido ao seu padrão de confecção que permite uma alta conectividade e uma perfeita *interface*. Os sistemas ERP são fundamentados na metodologia de modelagem dos processos de negócios que utilizam conceitos advindos das metodologias de orientação à objetos para a descrição dos modelo (Scheer, 1994) e (Furlan, 1997).

Desta forma a modelagem do planejamento estratégico empresarial foi feita utilizando-se os conceitos inerentes a modelagem dos processos de negócios e sua descrição formal foi feita utilizando-se a metodologia de orientação a objetos, sendo descrito todo o processo, suas funções e responsáveis, e os dados necessários para a sua execução. É uma linguagem voltada para a descrição de todas as tarefas de uma empresa, descrita por uma lógica de precedência, feita por diagramas executáveis de fácil entendimento e que pode ser implementado em diversas linguagens (Martin, 1993) e (Coad & Yourdon, 1993).

Através dessas metodologias foi possível mapear todo o fluxo de informações necessárias à execução do planejamento estratégico, descrevendo em detalhe todas as etapas e seus

processos internos, identificando a origem da informação para cada uma das etapas, sendo flexível no desenvolvimento de *interfaces* e reportando diretamente ao destinatário.

A implementação foi feita utilizando-se o sistema ERP *Baan IV* da empresa holandesa Baan, cuja linguagem de modelagem é baseada na metodologia de rede petri (Baan, 1999) e posteriormente no sistema *ARIS 2.1* da empresa alemã IDS (Scheer, 1994), ambos amplamente difundidos comercialmente. Embora a implementação não esteja completamente efetuada já é possível obter algumas conclusões sobre o trabalho.

5. CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS FINAIS

A proposição de ferramentas computacionais para o auxílio ao processo de planejamento estratégico não é inédito, “Knowledge Based Systems for Strategic Planning” (Mockler, 1989) é livro onde ele expõe uma ferramenta para o planejamento estratégico programada em linguagem C; outras publicações se seguiram, sendo sempre incrementadas com novos conceitos; hoje se encontra empresas fabricando *softwares* especialistas de planejamento estratégico, que utilizam a inteligência artificial para a proposição de planos e estratégia a serem seguidas; no entanto essas sistemas são fechados, operando de forma independente de outros sistemas, sem conectividade, provendo uma falta de integração na empresa.

Batocchio, em 1996, desenvolveu um módulo de gestão estratégica para uma célula de manufatura piloto, condizente com os aspectos de integração com outros sistemas e da empresa como um todo; mas este módulo não contemplava todas as etapas e informações necessárias para a execução do planejamento estratégico, todavia este módulo foi denominado de “...modulo semi estratégico...” (Batocchio, 1996).

Pensando na integração de todos os sistemas que originou a idéia de propor tal abordagem, observando a metodologia do planejamento estratégico empresarial como uma solução modular para uma atividade do sistema de manufatura que pode ser facilmente incorporada a um sistema maior.

Embora esta abordagem possa parecer simples, seu grande apelo não reside no detalhamento do processo e na sua descrição por uma linguagem de programação, mas sim na integração que essa abordagem pode propiciar entre todos os níveis de planejamento e na integração com todas as informações produzidas e consumidas pela organização.

O objetivo deste trabalho foi apresentar esta abordagem para a implementação desta metodologia nos sistemas de gestão integrados, os ERP's. Alguns ERP's possuem alguns mecanismos de cumprimentos de metas empresariais, entretanto o estabelecimento dessas metas e objetivos não é auxiliado por nenhuma ferramenta de análise ambiental, assim como não existe nenhuma ferramenta auxiliando a proposição de planos para cumprir tais metas e objetivos.

Este trabalho consistiu um passo inicial para a proposição de uma ferramenta de auxílio a prática empresarial de planejamento estratégico, constituindo em mais uma solução modular desses grandes sistemas integrados, retratando da forma mais próxima possível a metodologia de planejamento estratégico empresarial segundo a exposição dos autores mais consagrados no assunto.

Após sua implementação no sistema ERP *Baan IV* , a metodologia do planejamento estratégico empresarial foi disponibilizada no repositório do ERP *Baan IV* , constituindo em uma solução modular para o sistema de negócio de estratégia no modelo de sistema de manufatura adotado.

A adaptação para outros modelos de sistemas de manufatura pode ser feita facilmente identificando-se no modelo a ser adaptado as atividades correspondentes ao modelo de sistema de manufatura adotado.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem à FAPESP - Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo - pelo fomento ao projeto de mestrado de um dos autores; agradecimentos ao RECOPE/FINEP/BID (Automação da Manufatura) pela aquisição de recursos computacionais e, finalmente, agradecimentos à BAAN COMPANY pelo ERP *Baan IV*.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Ackoff, Russel L. – *Planejamento Empresarial* , Livros Técnicos e Científicos, Rio de Janeiro, 1974.
2. Agostinho, L. O. - *Integração Estrutural dos Sistemas de Manufatura como Pré Requisito de Competitividade* , Tese de Livre Docência, Universidade Estadual de Campinas, 1995.
3. ARIS Toolset 3.2 Quick Guide - apostila de treinamento, IDS Scheer, São Paulo, 1999.
4. BAAN – *Enterprise Modeler* , apostila de treinamento, São Paulo, 1999.
5. Batocchio, A – Desenvolvimento de um módulo semi-estratégico para apoio `as decisões no nível operacional. Tese de Livre Docência, Faculdade de Engenharia Mecânica da UNICAMP, 1996.
6. Certo, S.C. e Peter, J.P - Administração Estratégica: planejamento e implantação da estratégia. Makron Books do Brasil Editora: São Paulo, 1993.
7. Coad, Peter; Yourdon, Edward – *Projeto Baseado em Objeto*. Editora Campus, Rio de Janeiro, 1993.
8. Furlan, José Davi - *Modelagem de Negócio* , Makron Books, São Paulo, 1997.
9. Martin, James – *Principles of Object-Oriented Analysis and Design*. Prentice Hall, New Jersey, USA, 1993.
10. Mockler, Robert – *Knowledge-Based Systems for Strategic Planning* , Prentice-Hall Press, New Jersey, 1989.
11. Oliveira, Djalma P. Rebouças – *Planejamento Estratégico : conceitos, metodologia e práticas* , Ed. Atlas, São Paulo, 1985.
12. Scheer, A. W. – *Business Process Engineering: Reference Models for Industrial Enterprises*.Springer-Verlag, Berlin, Germany, 1994.
13. Scheer, A. W. – *CIM Towards the Factory of the Future*, Springer-Verlag, Berlin, Germany, 1994
14. Tapscott, D. – *Mudança de Paradigma*. Makron Books, São Paulo, 1995.

ESTUDO ALTERNATIVO DA CANA DE AÇÚCAR COMO RECURSO ALIMENTAR E ENERGÉTICO - UM MODELO INTEGRADO

Juan Mario Gamarra Caballero

Electo Silva Lora

Luiz Augusto Horta Nogueira

Núcleo de Estudos em Sistemas Térmicos – NEST - Departamento de Engenharia Mecânica - DEM
Escola Federal de Engenharia de Itajubá – EFEI - Itajubá - MG – Brasil

João José Assumpção de Abreu Demarchi

Centro de Nutrição e Alimentação Animal - Instituto de Zootecnia / Secretaria de Agricultura e Abastecimento - Nova Odessa – SP – Brasil

Abstract

This article shows and compares the economical feasibility of sugar mills diversification in Brazil for 3 types of cogeneration technologies: backpressure turbines (TCP), two extractions condensation turbines (TCE) and bagasse gasification with gas turbines combined cycles (BIG GT). A fraction of the bagasse used to the electric cogeneration is by-passed and hidrolysed for confined cattle food production. This ready ration is sold to cattle breeder during the time of the crop that coincides with dry season when cattle food shortage is usual. This allowed to obtain larger specific profits for ton of milled cane per year. These specific profits are still more significant in diversified mills with two extractions condensation turbines operating with 60 kgf/cm² steam pressure as current technological alternative. Future technological perspectives of diversification using bagasse gasification and gas turbine combined cycles (BIG GT) are presented with a potential annual profit higher than for all the previous ones.

Key Words: Sugarcane Industry, Food, Electric Energy, Diversification.

1- INTRODUÇÃO

O setor açucareiro atravessa uma profunda crise como consequência das políticas protecionistas de alguns países e blocos comerciais, a que se intensifica pela aparição de novos produtos de laboratório, capazes de substituir o açúcar (adoçantes). Este fato se reflete claramente na queda contínua dos preços de venda do açúcar. Tudo isto indica que existe a necessidade de diversificar a gama de produtos do setor mediante a implementação de sistemas alternativos para a produção de energia e combustíveis, a produção de alimento animal e de outros derivados. Estes mostram vantagens comerciais e estratégicas que devem ser avaliadas em diferentes contextos macro-econômicos.

A indústria açucareira diversificada é definida como um sistema flexível, capaz de reagir, variando a correlação entre os volumes fabricados de cada produto, a fim de operar sempre em faixas de lucro máximo.

Uma central açucareira diversificada permite um melhor aproveitamento dos resíduos da agroindústria. Por um lado, o bagaço é valorizado quando utilizam-se tecnologias para incrementar a geração de energia elétrica a um custo ambiental baixo. Por outro, os brotos, os extremos e folhas podem ser utilizados como alimento para bovinos, assim como outros preparados a partir do bagaço hidrolizado.

Um antecedente importante em estudo de diversificação foi o projeto “*La diversificación de la agroindustria de la caña de azúcar en América Latina y el Caribe*” (GEPLACEA/PNUD/RLA/86/011), continuando válida a afirmação de que a diversificação é: “... fundamentalmente, uma estratégia de desenvolvimento do setor canavieiro...” (GEPLACEA, 1991).

Os dados utilizados nos cálculos foram facilitados pela central açucareira Monte Alegre, o Centro de Tecnología COPERSUCAR, outras usinas localizadas no interior do Estado de São Paulo e tomadas referências bibliográficas recentes.

A análise apresentada das vantagens econômicas da diversificação foi estruturado da seguinte maneira:

1. Avaliação dos lucros por atividades separadas, incluindo a produção de açúcar, álcool, a geração de eletricidade e a venda de ração pronta para a engorda do gado.

2. Avaliação integral de uma usina diversificada capaz de produzir açúcar, melão e álcool, gerando grandes quantidades de energia elétrica e produzindo ração para bovinos. Esta avaliação não compreende a substituição de um produto por outro. Além disso, no caso da geração de eletricidade fora da época da safra considerou-se o uso de Eucalipto como combustível alternativo comprado pela usina, preservando os combustíveis da época da safra, para um uso eventual como alimento animal ou para a proteção dos solos.

3. Comparação de indicadores econômicos de distintas alternativas de diversificação com uma usina típica (não diversificada).

O objetivo proposto é o de quantificar vantagens econômicas da diversificação no contexto econômico brasileiro para uma usina de 150 tc/h. Os resultados, ilustrados graficamente, são referidos as toneladas de cana moída, levando em conta os preços e custos operativos e os investimentos iniciais, sendo assim, mais gerais.

2- AVALIAÇÃO ECONÔMICA DA PRODUÇÃO DE AÇÚCAR E ÁLCOOL.

São mostrados a seguir nas tabelas 1 e 2 detalhes dos custos, despesas e lucros de uma usina (produzindo a uma taxa de 0,12 t de açúcar/tc; 0,07 m³ de álcool/tc e 0,028 t de melão/tc). Por fabricarem vários tipos de açúcar, e o preço do mesmo variar durante o ano, os cálculos foram realizados com o valor médio do custo deste produto. Neste caso, o custo é de 0,177 US\$/kg produzido segundo dados da última safra em 98/99. Para o álcool tem-se um custo médio de 278 US\$/m³.

Tabela 1 – Custos médios de produção e comercialização do açúcar.

PRODUÇÃO DE AÇÚCAR				
SAFRA	94/95	95/96	96/97	98/99
Custo da cana ^(a)	5,85	8,17	8,47	6,28
Transformação industrial ^(b)	3,12	2,72	2,50	1,77
Transformação comercial	1,33	1,73	1,24	0,80
Total, US\$/(saca de 50 kg)	10,30	12,62	12,21	8,85
Total, US\$/kg	0,206	0,252	0,244	0,177
COMERCIALIZAÇÃO DO AÇÚCAR				
Preço de venda, US\$/kg	0,280	0,276	0,258	0,192
Custos totais ^(c) , US\$/kg	0,206	0,252	0,244	0,177
Lucro total líquido, US\$/kg	0,074	0,024	0,014	0,015

- Os valores de custo da cana incluem os custos da cultura e colheita.
- Referem-se a todos os processos industriais como a recepção e preparo da cana, extração e preparo do caldo, evaporação, cozimento, centrifugação e secagem.
- São calculados para uma média de custos de 4 tipos de açúcar fabricadas.

Os preços de venda também mostram variações mensais impostas pelo mercado consumidor, o que brinda uma média anual de preço de venda para o açúcar de 0,192 US\$/kg e de 289 US\$/m³ para o álcool segundo referências da última safra.

Tabela 2 – Custos médios de produção e comercialização do álcool.

PRODUÇÃO DE ÁLCOOL				
SAFRA	94/95	95/96	96/97	98/99
Custo da cana	159,57	252,92	271,96	206,69
Transformação industrial	102,97	97,85	90,44	70,42
Transformação comercial	3,57	4,37	8,46	1,69
Total, US\$/m ³	266,11	355,14	370,86	278,88
COMERCIALIZAÇÃO DO ÁLCOOL				
Preço de venda, US\$/m ³	420,00	415,00	388,00	289,00
Lucro líquido, US\$/m ³	154,89	58,86	17,14	10,12

Na figura 1 apresenta-se um análise de sensibilidade dos lucros líquidos com relação aos preços de comercialização do açúcar e do álcool, mantendo constantes os custos médios de produção.

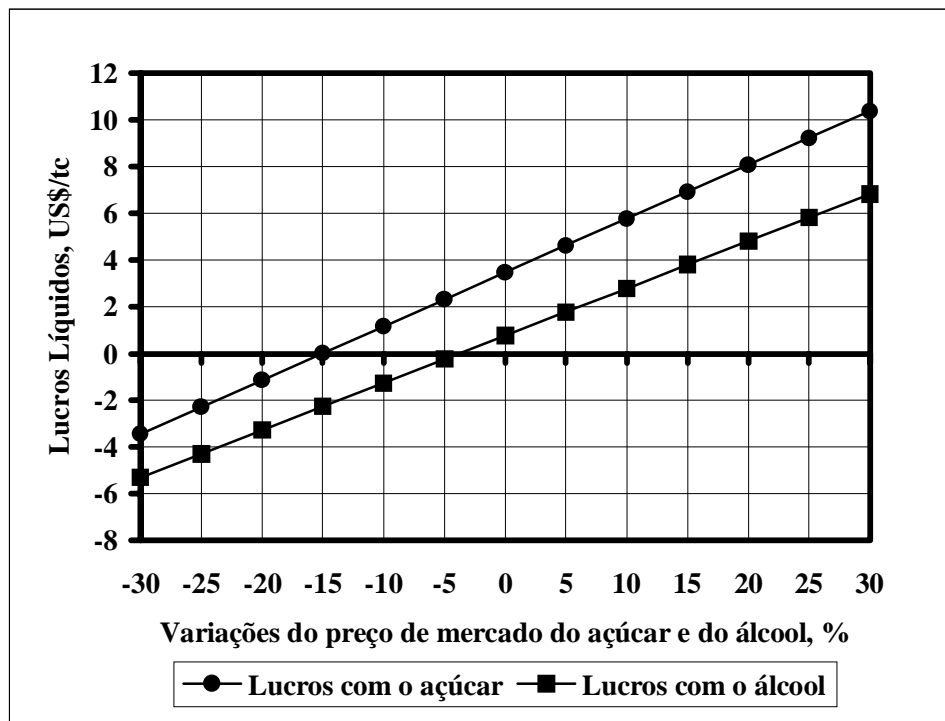


Figura 1 - Análise de sensibilidade dos preços de mercado do açúcar e do álcool sobre os lucros líquidos pela venda de cada produto

É interessante indicar que para o contexto econômico analisado, os lucros pela comercialização do açúcar são menos sensíveis a variação dos preços de mercado que as correspondentes para o álcool. Nos cálculos dos lucros por conceito de venda de açúcar está incluído também a componente correspondente à venda do melaço (vendida a 60 US\$/t, GEPLACEA, 1991).

Outro enfoque consiste em definir o limite de lucros iguais e áreas de conveniência durante a comercialização de açúcar e álcool (Figura 2). Com ajuda desta figura podem-se definir os volumes de produção de cada um destes produtos para determinadas condições de preços de mercado.

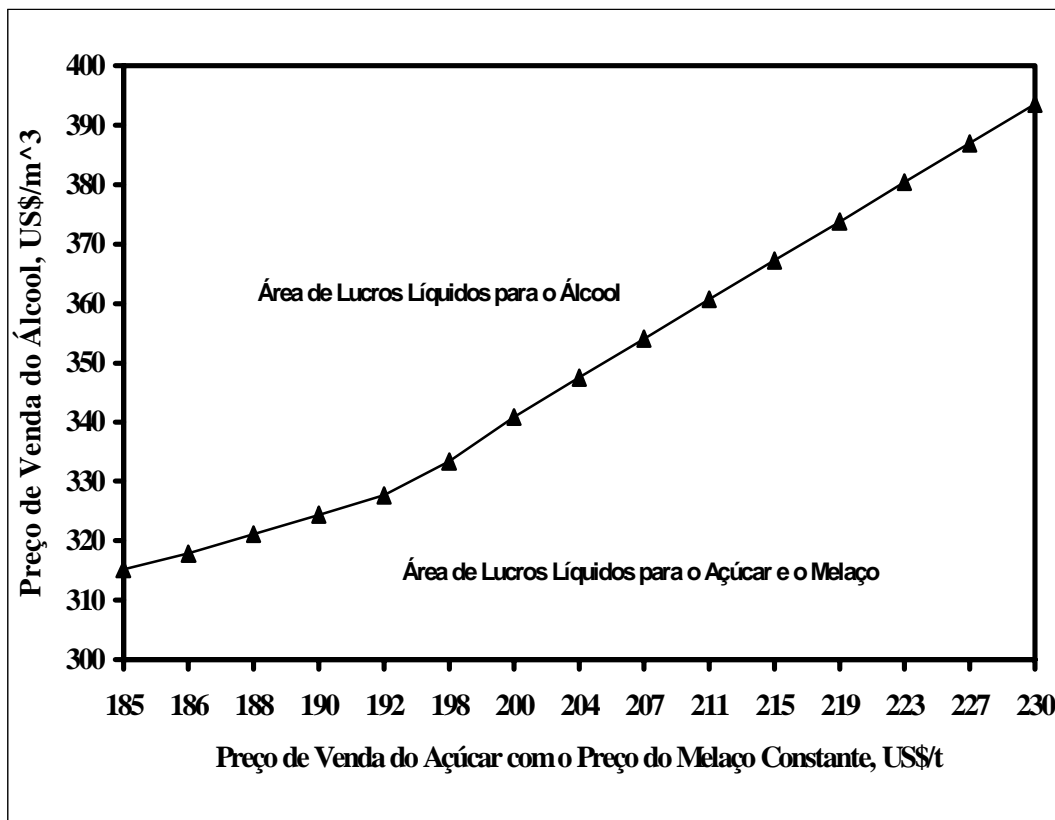


Figura 2 - Linha de lucros iguais e áreas de conveniência durante a comercialização de açúcar e álcool.

3- AVALIAÇÃO ECONÔMICA DA GERAÇÃO DE ELETRICIDADE A PARTIR DE DIFERENTES TECNOLOGIAS.

No caso particular do Brasil, com o objetivo de revitalizar o programa PROALCOOL e de contribuir a satisfazer a crescente demanda de eletricidade, recentemente foram definidos novos preços de compra para a eletricidade gerada a partir do bagaço por parte do setor elétrico. O novo preço alcança o valor de 44,90 US\$/MWh (ANEEL, 1999).

Para a análise dos lucros líquidos que se obteriam por conceito de geração de eletricidade foram compreendidas, além da existente para a usina tomada como base,

outras quatro alternativas tecnológicas (Tabela 3). A alternativa A representa o sistema de cogeração com turbina de contrapressão atualmente instalado na usina. As alternativas B, C e D compreendem uma nova planta de cogeração a partir da instalação de caldeiras com diferentes parâmetros de vapor e uma turbina de extração condensação. Finalmente, na alternativa E se inclui a instalação de uma planta com gaseificação integrada de biomassa e turbina a gás (BIG GT) como uma variante de elevada eficiência energética.

Tabela 3 Alternativas para o Análise de Lucros Líquidos por Geração de Eletricidade.

ALTERNATIVA	A	B	C	D	E
Tecnologia ^(a)	TCP	TEC-42	TEC-60	TEC-80	BIG GT
Pressão do vapor ^(b) , MPa	2,1	4,2	6,0	8,0	8,0
Temperatura do vapor, °C	300	450	450	450	500
Capacidade da moenda, tc/h	150	150	150	150	150
Vapor para processo, kgv/tc	500	300	300	300	300
Duração (safra), h/ano	4032	4032	4032	4032	4032
Duração (fora de safra), h/ano	-	2880	2880	2880	2880
Combustível em safra ^(c)	Bagaço	Bagaço	Bagaço	Bagaço	Bagaço
Combustível fora de safra ^(d)	-	Eucalip.	Eucalip.	Eucalip.	Eucalip.
Custos de investimento ^(e) , US\$/kW	797	664	735	866	1700
Vida útil, anos	25	25	25	25	25
Taxa de juros	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
Potência disponível instalada, MW	5,4	14,9	16,0	16,8	29,2
Potência excedente em safra, MW	0,9	10,6	11,9	12,6	24,3
Custo de geração ^(f) , US\$/MWh	23,0	40,4	40,0	42,2	27

- a) TCP (Turbina de Contrapressão), TEC (Turbina de Extração Condensação), BIG GT (do inglês Biomass Integrated Gasifier Gas Turbine).
- b) Para o caso da alternativa BIG GT os valores dos parâmetros do vapor se referem a uma caldeira de recuperação de calor.
- c) Em todos os casos se considerou que o bagaço era o único combustível a ser consumido. Seu custo, adotado como "0" (zero) US\$/t, foi dado levando em conta sua disponibilidade como resíduo. Além disso, todo o custo do investimento realizado descontou-se unicamente na eletricidade entregue para a rede de distribuição.
- d) O Eucalipto foi considerado como o único combustível a ser empregado fora da época da safra. O preço deste combustível foi tomado sobre o valor de 2,3 US\$/GJ (detalhes em Carpio, et al., 1999), considerando que a usina compra esta biomassa.
- e) No caso das tecnologias TEC o custo específico foi calculado a partir de uma estimativa, com dados de fabricantes, do custo de investimento que leva em consideração os custos adicionais pela redução de consumo de vapor para processo (detalhes em Carpio, et al., 1999) neste tipo de planta. A potência considerada foi correspondente a época de não safra. No caso da tecnologia BIG GT parte-se do critério de que esta se encontra em fase comercial (Northern Sates Power, 1995).
- f) O custo de geração é um custo médio e foi calculado considerando o uso dos dois combustíveis e a quantidade total de eletricidade gerada no ano.

Na figura 3 se ressalta a importância econômica que tem a implementação de tecnologias avançadas de geração de eletricidade no setor açucareiro. Destacando, no entanto, que para a capacidade de moenda que se teve em conta durante os cálculos, não se aprecia uma vantagem substancial ao passar de 4,2 a 6,0 e 8,0 MPa de pressão de operação nas caldeiras. Considerando os volumes de investimento e as quantidades de energia elétrica excedentes, a variante com 6,0 MPa de pressão resulta ser a mais conveniente no momento da seleção desta tecnologia (detalhes em Carpio, et al., 1999).

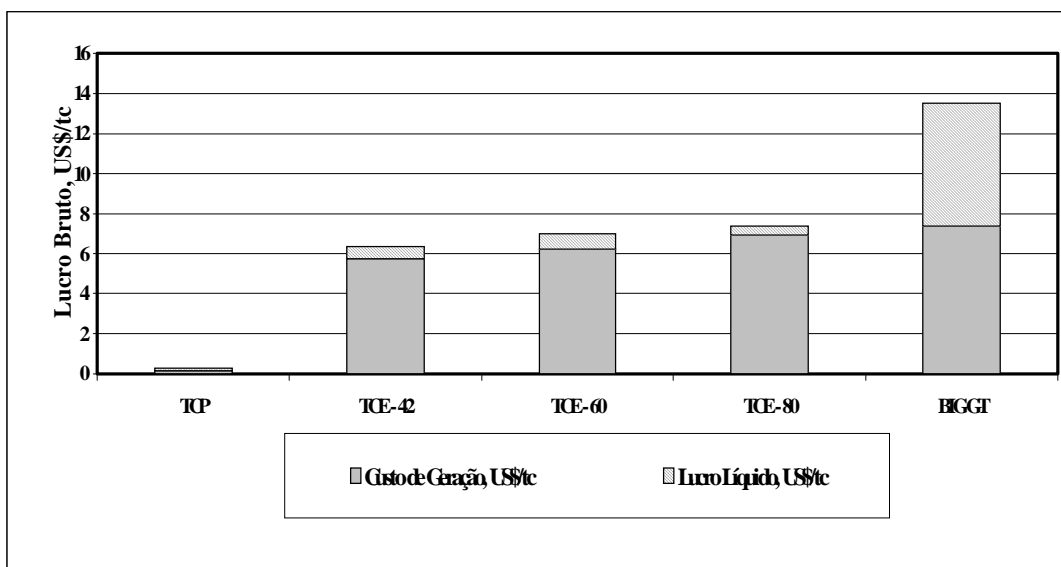


Figura 3 - Lucro bruto e líquido por tonelada de cana moída para diferentes tecnologias de cogeração para um preço de venda da eletricidade de 44,9 US\$/MWh.

Um aspecto interessante é o significado de implementar tecnologias cada vez mais eficientes. Assim, vemos que com a tecnologia BIG GT, caracterizada por um custo de investimento mais alto e por tanto, por um custo maior de geração da eletricidade (referido as toneladas de cana moídas), pode-se obter um lucro líquido maior.

4- AVALIAÇÃO ECONÔMICA DA UTILIZAÇÃO DE DERIVADOS E RESÍDUOS DA INDÚSTRIA AÇUCARERA COMO ALIMENTO PARA BOVINOS

Para realizar os cálculos que geraram as tabelas 4 e 5 a continuação considerou-se o seguinte:

- No Brasil o período da seca, aonde se vê uma grande escassez de grãos e forragens, coincide com o período de safra. Este fato possibilita a venda de uma ração pronta a base de bagaço hidrolisado produzida pela própria usina, com a qual o criador consegue ganhos de peso diário por boi de 1 kg ou mais, pagando um preço muito mais acessível que comprando as forragens comuns durante esse período do ano.
- Com esta ração o criador consegue um bom acabamento em novilhos de 300 kg de peso vivo, atingindo o peso ideal de abate em aproximadamente 130 a 150 dias.

- A ração pronta para bovinos é uma ração que possui 60% de volumoso e 40% de concentrado aproximadamente. O consumo médio desta ração é de 25 kg/boi· dia.
- A ração pronta utilizada para o engorde em confinamento é uma ração composta por 55% de bagaço hidrolisado, 5% de levadura torula, 5% de melaço, 8% de milho moído, 24% de polpa cítrica peletizada, 2,5% de farelo de soja e 0,5% de calcário calcítico.(CTC, 1999).

Tabela 4- Dados referente a venda de ração pronta para bovinos em confinamento na fase de acabamento no período da safra.

DADOS	VALOR
Ganho de peso diário por novilho com a ração pronta ^(a) , kg/dia	1,10
Preço de venda da ração pronta para bovinos ^(b) , US\$/t	52,70
Quantidade diária de bagaço hidrolisado para fazer a ração ^(c) , t/dia	76,00
Duração estimada da safra, dias/ano	210,00
Quantidade diária de ração a ser produzida para a venda ^(a,e) , t/dia	138,18
Custos aproximados da ração ^(d) , US\$/t	23,37
Custos da ração em função da cana moída, US\$/tc	0,90

- A base de bagaço hidrolisado e polpa cítrica, CTC 1999.
- Fonte, usinas diversificadas no Estado de São Paulo (2000).
- Bagaço hidrolisado requerido para completar os 55% de matéria original da ração pronta para bovinos em confinamento à ser vendida.
- Incluindo o preço dos ingredientes constituintes da ração na época de safra. Os custos com mão de obra, a compra de 1 autoclave e 2 misturadores para preparar a ração CTC, 1999, são descarregados no custo do bagaço hidrolisado.
- Restringido pela capacidade de um autoclave capaz de hidrolisar 76000 kg de bagaço/dia trabalhando 20 horas/dia, CTC, 1999.

Tabela 5 – Resultados da avaliação econômica da venda de ração pronta para gado em confinamento na fase de acabamento a base de bagaço hidrolisado, melaço e levadura como resíduos da agroindústria canavieira no período da safra.

RESULTADOS	VALOR
Lucro bruto pela venda de ração pronta ^(a) , US\$/t	52,70
Lucro bruto total pela quantidade de ração vendida, US\$/tc	2,02
Lucro líquido pela venda da ração para bovinos, US\$/t	29,33
Lucro líquido total na venda de ração pronta, US\$/safra	851.018,00
Lucro líquido total ^(b) , US\$/tc	1,12

- Fonte usinas diversificadas do Estado de São Paulo (2000).
- Para 23.184 toneladas de ração pronta para bovinos vendidas por ano.

Os dados referente aos custos específicos e ganhos em peso dos animais com esta ração pronta aparecem na tabela 4. A avaliação econômica desta proposta (tabela 5) mostra um ganho líquido total de 1,12 US\$/tc.

5 – ESTUDOS DE DIVERSIFICAÇÃO

Um resumo dos resultados dos cálculos econômicos para os produtos: Venda de ração para bovinos, açúcar, melão e álcool apresenta-se na tabela 6. Como se observa os lucros líquidos específicos correspondentes a venda de ração e ao álcool são pequenos comparados com os correspondentes ao açúcar e melão.

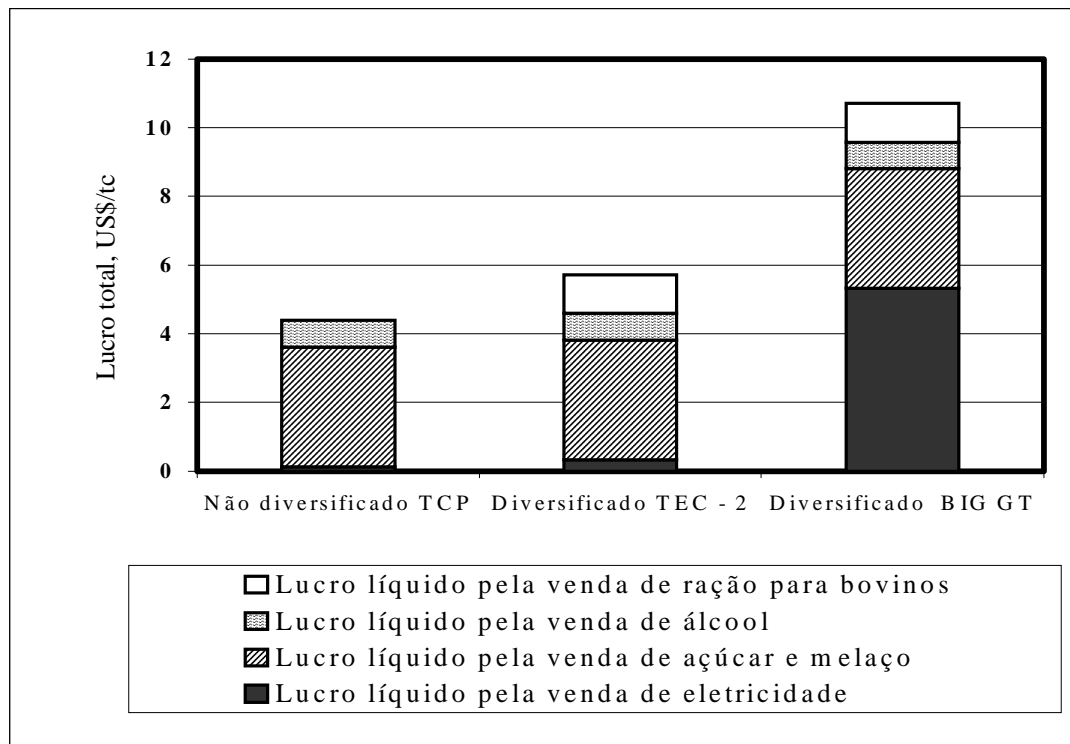


Figura 4- Lucro líquido total para a usina antes da diversificação e depois de diversificado incluindo os diferentes tipos de obtenção de lucros.

Os lucros, produto da venda de eletricidade excedente, caíram devido ao desvio de parte do bagaço utilizado como combustível na geração de eletricidade, para a produção de ração pronta para bovinos, porém, aparecem aumentos nos lucros totais da usina, que é vantajoso (figura 4). No entanto, devemos salientar que para a alternativa com turbina de extração condensação, ainda com parâmetros elevados de vapor, o açúcar continua sendo o produto que proporciona maiores lucros. Agora, a alternativa com a implementação de um sistema BIG GT se caracteriza porque a eletricidade passa a ser o produto comercialmente mais importante.

Tabela 6 Resultados dos cálculos econômicos para os diferentes produtos na central açucareira diversificada.

	VENDA DE RAÇÃO	AÇÚCAR E MELÃO	ÁLCOOL
Custo de produção, US\$/tc	0,90	21,24	19,46
Lucro bruto, US\$/tc	2,02	24,72	20,23
Lucro líquido, US\$/tc	1,12	3,48	0,77

Finalmente, vemos que para o contexto econômico brasileiro a diversificação se justifica economicamente e poderia, em princípio, aumentar consideravelmente os lucros líquidos específicos de uma central açucareira convencional. Para chegar a materializar este objetivo deverão ser alcançados novos paradigmas tecnológicos relacionados com a disponibilidade comercial das tecnologias BIG GT. Aqui a colaboração internacional deve cumprir um papel fundamental a fim de resolver os problemas técnicos e financeiros que freiam a implementação comercial desta tecnologia.

6- CONCLUSÕES

A opção pela diversificação produtiva na indústria açucareira conduz, ao aumento substancial dos lucros líquidos específicos em determinados contextos.

A cogeração com altos parâmetros de vapor constitui de imediato uma alternativa real de diversificação. E, Num futuro mais distante a tecnologia BIG GT aponta a ser a mais atrativa.

7- AGRADECIMENTOS

Agradecemos ao Eng^o. Luis Fernando P. Alves, Gerente Industrial da Usina Monte Alegre, ao Dr. Manoel Regis Lima Verde Leal do CTC COPERSUCAR, ao Eng^o. Alvaro Zapata da CIPAV (Colombia) pelo fornecimento dos dados que fizeram possível este trabalho. Nossos agradecimentos também a CAPES pelas bolsas de estudo concedidas.

8- REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Alvarez F.J.F., “Experiencia con la caña de azúcar integral en la alimentación animal en México”, p.72-81, in “La caña de azúcar como pienso”, Estudio FAO Producción y Sanidad Animal 72, Editores: Sansoucy, R., Aarts, G., Preston, T.R., Roma, 1988.
2. Alves, L.F.P. - Gerente Industrial da Usina “Monte Alegre” situado em Minas Gerais, Comunicação pessoal, Julho de 1999.
3. ANEEL, “ANEEL fixa tarifa de geração”, Brasil Energia, No. 226, Setembro, p. 88, 1999.
4. Carpio, R.C., Teixeira, F.N., Bessa, F., Silva, E.L., “Avaliação termodinâmica de sistemas de cogeração em usinas de açúcar”, Trabalho a ser apresentado no Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM, Novembro, 1999.
5. CTC, “Informativo Técnico da Cooperativa de Produtores de Cana e Alcool do Estado de São Paulo Ltda”. – COPERSUCAR, 24 de Setembro de 1999.
6. GEPLACEA, “La diversificación de la agroindustria de la caña de azúcar en América Latina y el Caribe”, 1991.
7. Hall, D.O., Rosillo-Calle, F., Williams, R.H., Woods, J., “Biomass for energy: supply prospects”, pp. 593-651, in Renewable Energy: Sources for Fuel and

Electricity, Edited by Johansson, Kelly, H., Reddy, A.K.N., Williams, R.H., Island Press, 1993.

8. Hassuani, S.J., Comunicação pessoal, Seção de projetos mecânicos agrícolas de COPERSUCAR, 1999.
9. Northern States Power, “Economic Development Through Biomass System Integration, sustainable energy production”, Prepared for The United States Department of Energy under DOE Subcontract AAC-4-13326-02, 1995.
10. Silva, E.L., do Nascimento, M.A.R., Ponce, F. R., “BIG – GT and CEST Technologies for sugar cane mill thermodynamic and economic assessment”, Trabalho a ser apresentado no Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - COBEM, Novembro, 1999.
11. Suplemento Agrícola do journal “O Estado de São Paulo”, 27/09/99.

ATTITUDE SIMULATION AND MANEUVER FOR A SUN-SYNCHRONOUS SPINNING SATELLITE

Hans-Ulrich Pilchowski

Universidade Braz Cubas, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia - CCET
 Av. Francisco Rodrigues Filho, 1233, 08773-380, Mogi das Cruzes, SP, Brasil.

E-mail: hans@dem.inpe.br

Summary

The present work simulates the behavior of a Sun-synchronous spinning satellite, using a digital computer. The results yield an attitude control law, for maintenance of the angular velocity and the sun aspect, by using the Earth's magnetic field, a magnetometer as spin-rate sensor, three magnetic coils as actuators and two sun sensors. The magnetic torque availability is strongly dependent on the relative motion Sun-Earth-satellite and on the Sun-Earth pointing requirements. The first step is the evaluation of the initial orbit and attitude conditions; the second step are define and determine a coefficient, which will be used to evaluate the eddy current effects on the satellite's attitude. Finally, we simulate the nominal attitude behavior considering all determined parameters and the magnetic coils maneuvers.

Guidance, navigation and control, flight dynamic and orbital dynamic.

1 – ANGULAR VELOCITY VECTOR $\vec{\omega}$ DEFINITION

To determine the orientation of the spin axis, for a Sun-synchronous spinning satellite, on the Inertial System, the precession has to be computed. Fonseca (1995) assumed the geomagnetic field to be parallel to spin axis, under this assumption, the satellite system must be rotated three times, as shown in Figure 1.

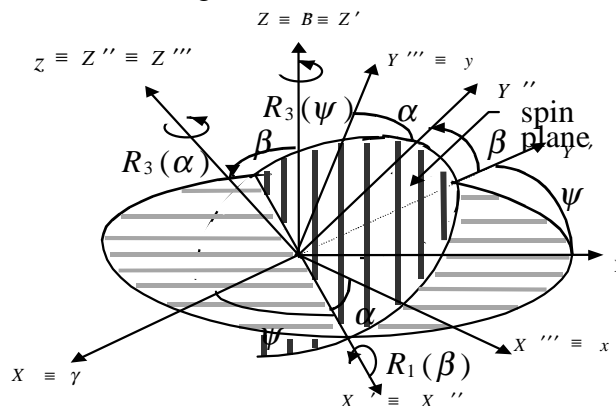


Figure 1 – Relationship between the orientations of the satellite's spin axis and the geomagnetic field, in the Inertial System.

The rotation matrix $R_3(\psi)$, denoting the precession, represents de rotation from the inertial X - axis to the nodal line X'. The rotation matrix $R_1(\beta)$ transforms the (X'Y') plane to the plane (X''Y'') = (x y), which is normal to the Z''- axis and parallel to the spin axis, z - axis. The rotation matrix $R_3(\alpha)$, transforms positions X'' and Y'' to the instantaneous positions X''' and Y''', i. e., x and y. In this way the **X** system is transformed to the **X'''** system, this means, to the **x** system, as follows:

$$\mathbf{X}''' = R_3(\psi) R_1(\beta) R_3(\alpha) \mathbf{X}, \quad (1)$$

in a the matrix notation as

$$\mathbf{X}''' = \begin{vmatrix} c\alpha & s\alpha & 0 \\ -s\alpha & c\alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & c\beta & s\beta \\ 0 & -s\beta & c\beta \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} c\psi & s\psi & 0 \\ -s\psi & c\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \mathbf{X}, \quad (2)$$

in which the abbreviation $c\theta = \cos\theta$ and $s\theta = \sin\theta$ are used to save space.

Thus, B_x , B_y and B_z , components of the geomagnetic field \vec{B} , can be obtained, as follows:

$$\begin{aligned} B_x &= B_X(c\alpha c\psi - s\alpha c\beta s\psi) + B_Y(c\alpha s\psi + s\alpha c\beta c\psi) + B_Z s\alpha s\beta \\ B_y &= -B_X(s\alpha c\psi + c\alpha c\beta s\psi) - B_Y(s\alpha s\psi - c\alpha c\beta c\psi) + B_Z c\alpha s\beta \\ B_z &= B_X s\beta s\psi - B_Y s\beta c\psi + B_Z c\beta \end{aligned} \quad (3)$$

Where B_X , B_Y and B_Z are the geomagnetic field components at the Inertial System and will be propagated with the orbital elements. But, if this data does not available at the satellite's onboard computer, it is possible to use $|\vec{B}|$ which could be obtained directly from the magnetometer measured components B_x , B_y and B_z , in regions where the geomagnetic field is nearly parallel to the $Z\hat{k}$ inertial direction ($\vec{B} \uparrow \uparrow Z\hat{k}$), through $|\vec{B}| = (B_x^2 + B_y^2 + B_z^2)^{1/2}$.

Thus,

$$\begin{vmatrix} B_x \\ B_y \\ B_z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} c\alpha c\psi - s\alpha c\beta s\psi & s\psi c\alpha + s\alpha c\beta c\psi & s\alpha s\beta \\ -s\alpha c\psi - c\alpha c\beta s\psi & -s\alpha s\psi + c\alpha c\beta c\psi & c\alpha s\beta \\ s\beta s\psi & -s\beta c\psi & c\beta \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ B \end{vmatrix}, \quad (4)$$

which in view of the zeros reduces to

$$B_x = B \sin\alpha \sin\beta, \quad B_y = B \cos\alpha \sin\beta, \quad B_z = B \cos\beta, \quad (5)$$

where:

$$\alpha = \tan^{-1} \left[\frac{B_x}{B_y} \right] \quad \text{and} \quad \beta = \cos^{-1} \left[\frac{B_z}{B} \right] \quad (6)$$

In this way the angles α and β could be obtained directly and this system is almost the same as the system proposed by Fonseca (1995), in which the precession ψ was assumed to be null. However, for this case it is not truth and we assume the precession ψ to be very small, but not null. Therefore, de derivative $\dot{\psi}$ must be kept in account on the evaluation of the angular velocity vector $\vec{\omega}$, so:

$$\begin{vmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \text{sen } \beta \text{ sen } \alpha & \cos \alpha & 0 \\ \text{sen } \beta \cos \alpha & \text{sen } \alpha & 0 \\ \cos \beta & 0 & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \dot{\psi} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\alpha} \end{vmatrix}. \quad (7)$$

Thus, the angular velocity vector $\vec{\omega}$ components of the satellite, in terms of the nodal system, were obtained from temporal derivatives $\dot{\alpha}$ and $\dot{\beta}$:

$$\omega_x = \dot{\psi} \text{sen } \beta \text{ sen } \alpha + \dot{\beta} \cos \alpha, \quad \omega_y = \dot{\psi} \text{sen } \beta \cos \alpha + \dot{\beta} \text{sen } \alpha, \quad \omega_z = \dot{\psi} \cos \beta + \dot{\alpha}, \quad (8)$$

where $\dot{\alpha}$ and $\dot{\beta}$ are obtained as shown bellow:

$$\dot{\alpha} = \frac{d}{dt} \left\{ \text{tg}^{-1} \left[\frac{B_x}{B_y} \right] \right\} \Rightarrow \dot{\alpha} = \frac{B_y \dot{B}_x - B_x \dot{B}_y}{B_y^2 + B_x^2} \quad (9)$$

$$\beta = \cos^{-1} \left[\frac{B_z}{B} \right], \quad \Rightarrow \quad \dot{\beta} = \frac{d}{dt} \left\{ \cos^{-1} \left[\frac{B_z}{B} \right] \right\} \Rightarrow \dot{\beta} = \frac{B_z \dot{B} - B \dot{B}_z}{B \sqrt{B^2 - B_z^2}}. \quad (10)$$

The derivatives were obtained as follows:

$$\dot{B}_x = \frac{B_{xk} - B_{xk-1}}{\Delta t}, \quad \dot{B}_y = \frac{B_{yk} - B_{yk-1}}{\Delta t}, \quad \text{and} \quad \dot{B} = \frac{B_k - B_{k-1}}{\Delta t}, \quad (11)$$

this means, that for small time intervals one could take

$$\dot{\alpha} \cong \frac{\Delta \alpha}{\Delta t}, \quad \dot{\beta} \cong \frac{\Delta \beta}{\Delta t}, \quad (12)$$

where $\Delta \alpha$ and $\Delta \beta$, are

$$\Delta \alpha = \alpha_k - \alpha_{k-1} \quad \text{and} \quad \Delta \beta = \beta_k - \beta_{k-1}, \quad (13)$$

instead of

$$\frac{d\alpha}{dt} = \dot{\alpha}, \quad \frac{d\beta}{dt} = \dot{\beta}, \quad (14)$$

Although this method is consistent, for the full orbit, only if the geomagnetic field \vec{B} could be propagated. If \vec{B} couldn't be propagated the control will be consistent only on latitudes near to the equator, this means, where the geomagnetic field \vec{B} is nearly parallel to the $Z\hat{k}$ inertial direction ($\vec{B} \uparrow \uparrow Z\hat{k}$).

Thus, we suggest to use a well known cinematic relation (Goldstein, 1973) for evaluate the temporal derivatives of the geomagnetic flux density vector at satellite coordinate system, i.e.,

$$\left(\frac{d\vec{B}}{dt} \right)_s = \left| \dot{B}_x \dot{B}_y \dot{B}_z \right|^T + (\vec{\omega})_s \times (\vec{B})_s. \quad (15)$$

Assuming that the Earth's orbital and the angular velocities are very small compared with the satellite's angular velocity, this implies that we could assume the derivative \dot{B}_s , as null, or:

$$\left(\frac{d\vec{B}}{dt} \right)_s = \left| \dot{B}_x \dot{B}_y \dot{B}_z \right|^T + (\vec{\omega})_s \times (\vec{B})_s = \vec{0}, \quad (16)$$

where

$$-(\vec{\omega})_s \times (\vec{B})_s = \left| \dot{B}_x \dot{B}_y \dot{B}_z \right|. \quad (17)$$

Consequently the satellite's angular velocity vector $\vec{\omega}$ could be obtained, as follows:

$$(\vec{\omega})_s = \frac{\left| \dot{B}_x \dot{B}_y \dot{B}_z \right|^T \times (\vec{B})_s}{(\vec{B})_s \cdot (\vec{B})_s} + \frac{k(\vec{B})_s}{(\vec{B})_s \cdot (\vec{B})_s}, \quad (18)$$

where $k = \hat{\omega} \cdot \hat{B}$, and $\left| \dot{B}_x \dot{B}_y \dot{B}_z \right|^T$ are given by:

$$\begin{aligned} \dot{B}_x &= \frac{B_{xk} - B_{xk-1}}{\Delta t}, \\ \dot{B}_y &= \frac{B_{yk} - B_{yk-1}}{\Delta t}, \\ \dot{B}_z &= \frac{B_{zk} - B_{zk-1}}{\Delta t} \end{aligned} \quad (19)$$

and

$$\dot{B} = \frac{B_k - B_{k-1}}{\Delta t} \quad \text{for} \quad B = (B_x^2 + B_y^2 + B_z^2)^{1/2}, \quad (20)$$

where B_X , B_Y and B_Z could be obtained, as follows:

$$\begin{aligned} B_x &= -B_X \sin \alpha_s + B_Y \cos \alpha_s \\ B_y &= -B_X \cos \alpha_s \sin \delta_s - B_Y \sin \alpha_s \sin \delta_s + B_Z \cos \delta_s \\ B_z &= B_X \cos \alpha_s \sin \delta_s + B_Y \sin \alpha_s \sin \delta_s + B_Z \sin \delta_s. \end{aligned} \quad (21)$$

A better way to obtain the satellite's attitude is to determine it at the Inertial System, and afterwards transform it to the nodal system, like shown in Figure 2.

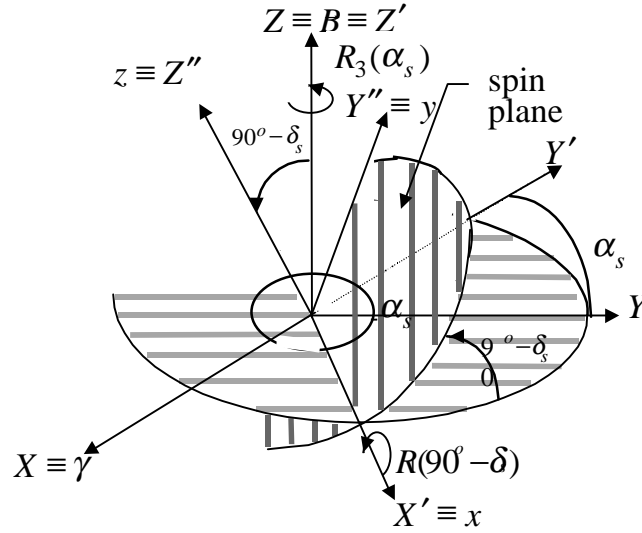


Figure 2 – Relationship between the orientations of the satellite's spin axis and the nodal coordinate system α_s and δ_s in the Inertial System.

Because of the slow orbital and the angular velocities of the Earth, compared with the satellite's angular velocity, the temporal derivatives \dot{B}_X , \dot{B}_Y and \dot{B}_Z could be considered constants. Where B_X , B_Y and B_Z could be obtained in a Geomagnetic Dipole Model like the IGRF85 or that one published by Mead and Fairfield (American Geophysical Union, 1972) (Ferreira, *et al* 1987). The GEOMAG model (Lopes, *et al* 1983), could be found at INPE 's software library as function of α_s e δ_s , where α_s is the right ascension and δ_s declination. Thus

$$\dot{B}_x = -B_X c \alpha_s \frac{d\alpha_s}{dt} - B_Y s \alpha_s \frac{d\alpha_s}{dt}, \quad (22)$$

$$\dot{B}_y = (B_X c \alpha_s c \delta_s - B_Y s \alpha_s c \delta_s - B_Z s \delta_s) \frac{d\delta_s}{dt} - (B_X c \alpha_s s \delta_s + B_Y c \alpha_s s \delta_s) \frac{d\alpha_s}{dt} \quad (23)$$

$$\dot{B}_z = -(B_X c \alpha_s s \delta_s + B_Y s \alpha_s s \delta_s - B_Z c \delta_s) \frac{d\delta_s}{dt} - (B_X s \alpha_s c \delta_s - B_Y c \alpha_s c \delta_s) \frac{d\alpha_s}{dt}. \quad (24)$$

Where the derivatives $\dot{\alpha}_s$ and $\dot{\delta}_s$, are given by:

$$\frac{d\alpha_s}{dt} = (B_x \cos \alpha_s + B_y \sin \alpha_s) \operatorname{tg} \delta_s - B_z, \quad (25)$$

$$\frac{d\delta_s}{dt} = -B_x \sin \alpha_s + B_y \cos \alpha_s.$$

Finally, we have the new control variables \dot{B}_x , \dot{B}_y and \dot{B}_z .

2 – INITIAL ATTITUDE ACQUISITION

The initial attitude acquisition could be made through Sun sensors, where unique problem consists in how to make the initial Sun acquisition. The initial Sun acquisition is a function of the threshold definition, the sun sensor quantity and it's location on the satellite. Prudêncio, (1997) suppose two analog Sun sensors, with a 60 mV threshold, each one. This means two sensors with a 141° field view (141° visibility angle in respect to the sensor's reference axis) each one. Assuming that the threshold's maximum error is around 10%, the field view will be reduced to 116° . Otherwise, Prudêncio (1997) proposed a configuration where "sensor 1" is aligned with the satellite's spin axis, "sensor 2" made a 135° angle with "sensor 1" and simultaneously a 45° angle with the spin axis. Making testes for this Sun sensor configuration, we obtain the initial Sun acquisition possibility illustrated in Figure 3.

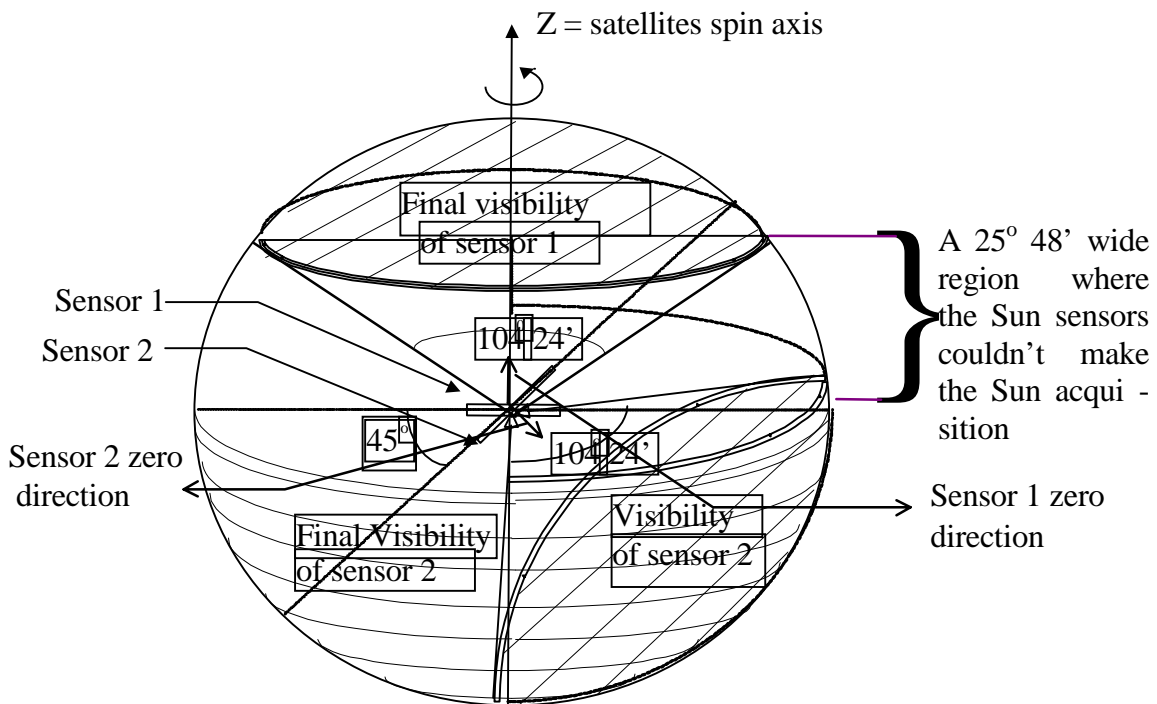


Figure 3 - The Sun's acquisition region for two Sun sensors with a 60 mV threshold, each one, and 10% maximum error, that means a 116° visibility angle with a $104^\circ 24'$ wide visibility angle projection onto the Earth.

Thus we conclude that there will be a $25^\circ 48'$ wide region where any one of the two Sun sensors acquire the Sun.

After some testes, we could define a new positioning for the two analog Sun sensors, with same threshold definition. Where we assume that both sensors made a 45° angle with the satellite's spin axis and a 180° angle between them. Thus, we have the initial Sun acquisition possibility, as illustrated in Figure 4.

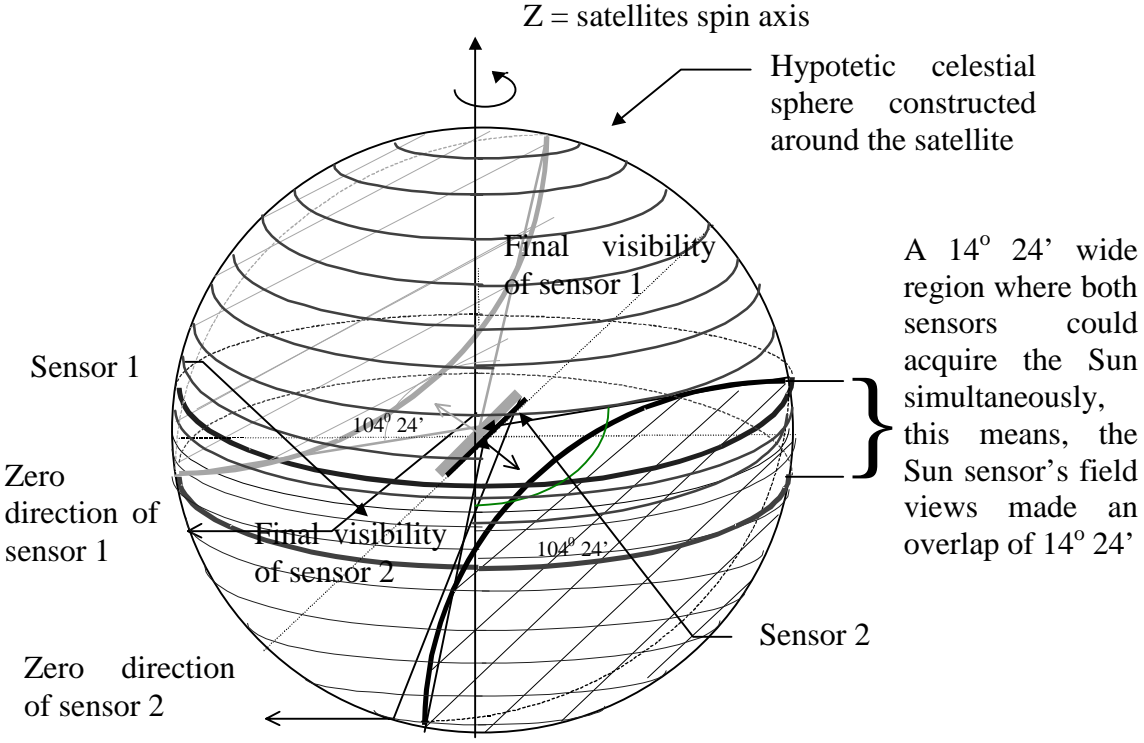


Figure 4 - The Sun's acquisition region, for two Sun sensors with a 116° visibility angle, where the visibility angle projection onto the Earth is $104^\circ 24'$ wide. Both sensors made a 45° angle with the spin axis and a 180° angle between them. The Sun sensor's field views made an overlap of $14^\circ 24'$.

Thus we conclude that there will be a $14^\circ 24'$ wide overlap region, where both Sun sensors could acquire the Sun simultaneously, and in this way the initial Sun acquisition is warranted.

3 - CONCLUSION

We conclude that Shigehara's (1972) method for equatorial spinning satellites could be used also for polar spinning satellites, as proposed by Prudêncio (1997). For autonomous control is it necessary to take $Z\hat{k}$ approximately parallel to \vec{B} , but this is truth only near the equatorial region. Thus, for this kind of control is it necessary to propagate at least the orbital elements on the onboard computer, and to fix previously the regions where the autonomous control system should be turned on or of. Otherwise, if the computer has sufficient memory for propagate the geomagnetic density field \vec{B} , together with the orbital elements, all decisions could be made, in real time, by the onboard computer as function of the actual angle between \vec{B} and $Z\hat{k}$.

4 - REFERENCES

Ferreira, L.D.D.; Guedes, U.T.V.; da Cruz, J.J.; Orlando, V.; da Silva, W.C.C. & Kuga, H.H. *Study of Spin Axis Maneuvers for the Data Collecting Satellite*, A-ETD-0022, INPE, S. J. Campos, outubro, 1987

Fonseca, I. M. *Specification of the Torque Coils for the SACI-1 Micro Satellite*, INPE, S. J. Campos, outubro, 1995.

Goldstein, H. *Classical Mechanics*, Addison-Wesley, Amsterdam, 1973.

Lopes, R.V.F.; Carrara, V.; Kuga, H.H. & de Medeiros, V.M. *Cálculo Recursivo do Vetor Campo Geomagnético*, INPE-2865-PRE/400, INPE, S. J. Campos, setembro, 1983.

Prudêncio, S.V. *Simulação Digital em Tempo Real de um Sistema de Controle de Atitude Magnético Autônomo de um Satélite*, INPE, S. J. Campos, agosto, 1997.

Shigehara, M. *Geomagnetic Attitude Control of an Axisymmetric Spinning Satellite*, J. Spacecraft, vol. 9, nº 6, June 1972.

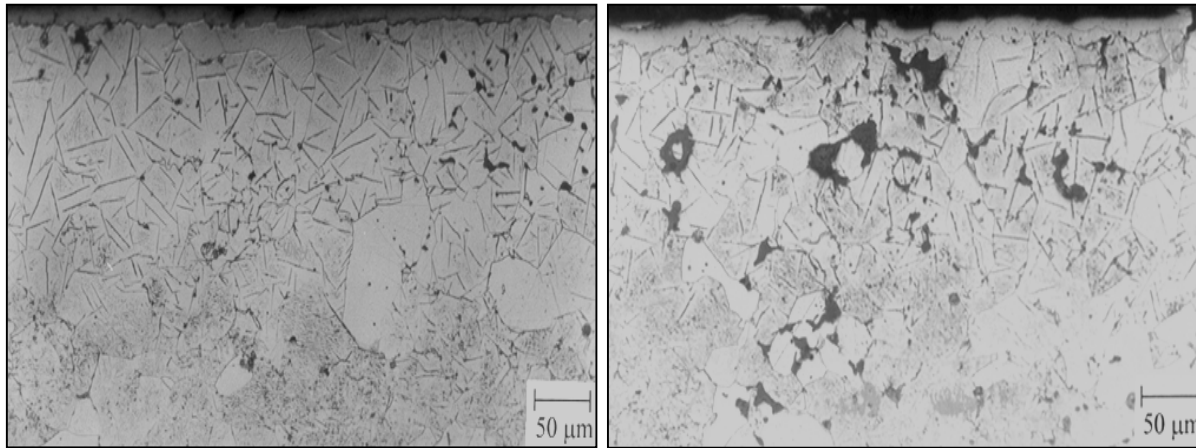
4.0 CONCLUSÃO

É mostrado que amostras de ferro puro sinterizadas submetidas a um banho de óleo durante 24 horas, pode ser totalmente limpas, quando são submetidas a uma descarga de hidrogênio a pressão de 2 Torr e temperatura de 300 °C durante 1 hora.

Foi evidenciado que a limpeza feita no reator de plasma permite uma nitretação eficiente, processada no mesmo reator com a simples mudança de mistura gasosa e na potência aplicada ao plasma, a fim de alcançar a temperatura de tratamento desejada.

5. REFERÊNCIAS

1. Belkind, A, S. Krommenhoek, H. Li, Z. Orban and F. Jansen, 1994, **“Removal of oil from metals by plasma techniques”**, *Surface and Coatings Technology*, Vol. 68/69, p. 804.
2. Belkind, A , et al., 1995, *39th Annual Technical Conference Proceedings*, April 2-7, 1995, Chicago, Society of Vacuum Coaters, Albuquerque; p. 432
3. Belkind, A , H. Li , H. Clow , F. Jansen, 1995, **“ Oil removal from metals by linear multi-orifice hollow cathode”**, *Surface and Coatings Technology*, Vol.76/77, p. 738-743.
4. Belkind, A , H., et al., 1996, **“ Plasma Cleaning of Metals: Lubrificant Oil Removal”**, *Metal Finishing*, p. 19-22.
5. Bocchini, G. F., 1986, *The Intern. J. of Powder Metallurgy*, Vol. 22, n. 3, p. 185
6. Borba, E. C., 1998, **“Estudo Experimental da Nitretação em Ligas de Fe-C e Nitrocementação no Ferro Puro”**, Tese de Doutorado Eng, Mecânica, UFSC, Florianópolis, SC.,Brasil.
7. Clow, H. and Belkind, A., 1994, *in Proceedings of Eighth International Conference on Vacuum Web Coating*, Bakish Material Corp., Englewood, N.J.; p. 191
8. Fessmann, J., Grünwald, H., 1993, **“Plasma Treatment for cleaning of metal parts”**, *Surface and Coatings Technology*, Vol. 59, p. 290-296
9. Hombeck, F., Bell, T., 1991, *Surface Engineering*, Vol. 7, n. 1, p. 45-52
10. Maliska, A.M., Klein, A.N., Souza, A. R.,1995 *Surface & Coating Technology*, Editora: Elsevier Science, Vol.70, p.175-179
11. Ohl, A., et al., 1995, **“Investigation of plasma surface cleaning in planar low-pressure microwave discharges”**, *Surface and Coatings Technology*, Vol. 74-75, p. 59-62
12. Rembges, W., 1988, *Metal Powder Report*, p. 765
13. Strohmeier, B. R., 1989, *Journal of Vacuum Science Technology*, A7: 3238
14. Watanabe, S., 1992, **“Plasma Cleaning by use for Hollow-Cathode Discharge in a CHF₃ – SiO₂ Dry-Etching System”**, *Jpn J. Appl. Phys.*, Vol. 31, p. 1491-1498

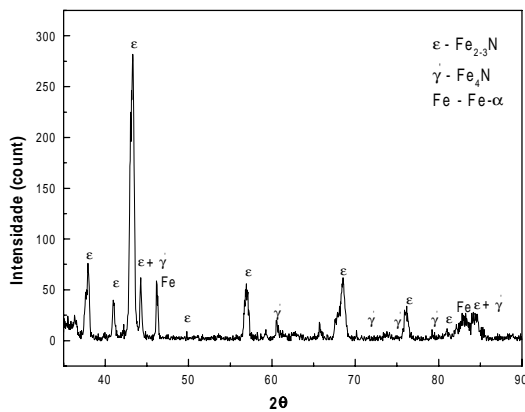


(a)

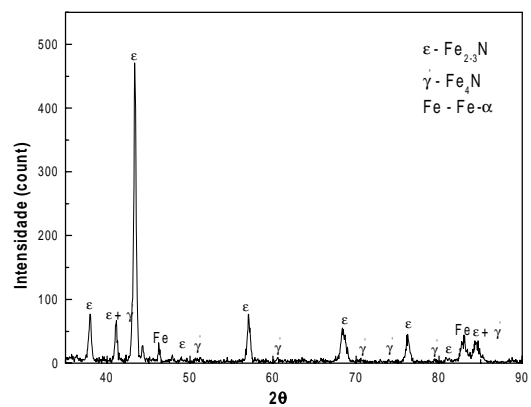
(b)

Figura 4- Microscopia ótica da camada nitrada de amostra: (a) não imersa em óleo e (b) imersa em óleo e submetida a uma limpeza de hidrogênio a 300°C.

A caracterização das fases por difratometria de raios-X destas amostras é apresentada na Fig. 5. Podemos observar que a amostra não submetida a banho de óleo (Fig. 5a), a camada é constituída de uma mistura das fases γ e ϵ , como é esperado quando à temperatura de nitretação é 560°C [18]. Na Fig. 5b, é observado predominantemente a fase ϵ , efeito atribuído a traços de carbono existente na superfície da amostra que favorece a formação da fase Fe_{2-3}N [6].



(a)



(b)

Figura 5- Difratograma da superfície da amostra nitretada por plasma: (a) amostra não imersa em óleo, (b) amostra imersa em óleo, com remoção deste a 300°C em plasma de hidrogênio

presença de carbono deve ser atribuída a existência de óleo no corpo de prova; já que as mesmas são de ferro puro. Além disso, observa-se que a partir de 1500 segundos a intensidade da banda se estabiliza indicando que a limpeza da amostra pode ser obtida em tempos menores do que 1 hora.

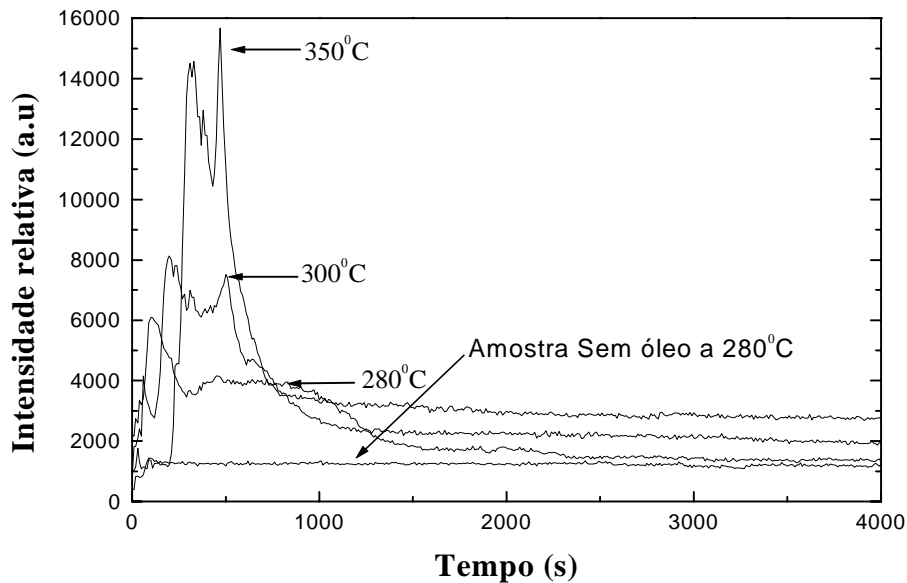


Figura 3 - Evolução da Intensidade da banda do CH em função do tempo em diversas temperatura.

Com a finalidade de comparar o processo de limpeza por plasma e o convencional, as amostras imersas em banho de óleo durante 24 horas foram submetidas a um processo de limpeza, constituído de banho em éter de petróleo com ultrasom; em seguida foi realizado um tratamento térmico num forno com atmosfera de hidrogênio a 350°C durante 1 e 2 horas.

Tanto para os tempos de 1 e 2 horas à medida de perda de massa foi de 99,02%, indicando que o processo convencional não permite uma remoção total de óleo.

3.3- Nitretação das amostras

Foram nitretadas amostras imersas em óleo e submetidas a uma descarga de hidrogênio bem como as amostras não colocadas em óleo. Podemos observar na Fig. 4, que a amostra colocada em óleo e submetida a uma descarga de hidrogênio apresenta uma camada nitretada similar a amostra não imersa em óleo. Em ambos os casos, a camada nitretada é formada de uma camada composta de aproximadamente de 8 μm de espessura e uma camada de difusão com precipitação de agulha de nitreto γ' e α'' .

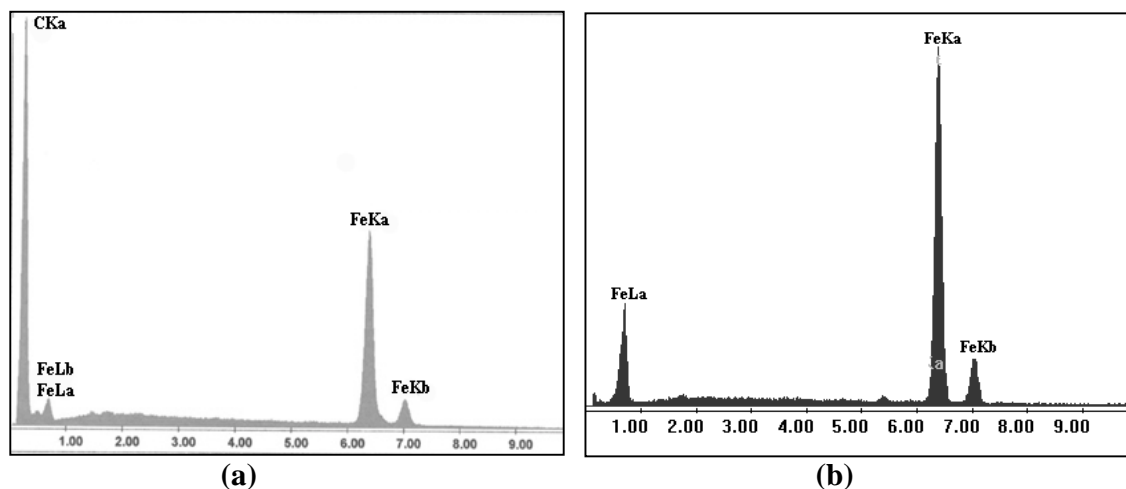


Figura 2- Análise química da superfície das amostras: (a) imersa em óleo, tratada com nitrogênio, (b) imerso em óleo, tratada com hidrogênio.

3.2- Limpeza com descarga de hidrogênio

Os resultados obtidos, mostram que a descarga de hidrogênio puro é a mais eficiente para a retirada de óleo de peça sinterizada. Um estudo da limpeza da amostra em função da temperatura, em plasma de hidrogênio puro é mostrado a seguir. A descarga foi realizada a pressão de 2 Torr durante 1 hora, com a temperatura variando de 180 a 350°C.

Os resultados de perda de massa (referente às amostras imersa em óleo) estão apresentados na Tabela 2, mostram que a remoção total do óleo é obtida a partir da temperatura de 300°C.

Tabela 2- Perda de massa em diferentes temperaturas, numa pressão de 2 Torr durante 1 hora em uma descarga de Hidrogênio

Temperatura (°C)	Perda de Massa (%)
180	99,81
200	99,89
260	99,90
280	99,97
300	100,00
350	100,00

A caracterização da descarga elétrica por espectroscopia ótica de emissão (Fig. 3) mostra a evolução da intensidade da banda de CH ($\lambda = 431,5$ nm) em função do tempo para diversas temperaturas utilizadas. Podemos observar, como esperado, que na amostra não imersa em óleo, não é detectada a presença da banda do CH. Nas amostras imersas em óleo, a banda do CH é observada com intensidade crescente à medida que a temperatura da descarga aumenta. Esta

Este resultado indica que a presença de hidrogênio atômico formado na descarga elétrica, provavelmente em maior quantidade no plasma de hidrogênio puro, contribui para uma melhor limpeza da amostra.

A análise microscopia eletrônica de varredura (MEV) das amostras, mostra a presença de óleo na superfície das amostras tratadas em todas as misturas usadas com exceção da descarga de hidrogênio. A título ilustrativo na micrografia da Fig. 1, é mostrada a superfície da amostra tratada com a descarga de nitrogênio (Fig. 1a) e descarga de hidrogênio puro (Fig. 1b). Para comparar o aspecto da superfície tratada é mostrado junto a superfície de uma amostra não imersa em óleo. Podemos observar na Fig. 1a uma rugosidade na superfície da amostra imersa em óleo e tratada por plasma de nitrogênio, enquanto que na superfície da amostra não imersa em óleo esta rugosidade não é observada. Resultados semelhantes a limpeza com nitrogênio foram observados nas amostras submetidas a descargas de argônio puro e argônio / hidrogênio.

Na Fig. 1b, observa-se que o aspecto superficial da amostra imersa em óleo e submetida a descarga de hidrogênio, é idêntica a da amostra não colocada em óleo, confirmando a retirada total do óleo apresentada conforme os resultados da Tabela 1.

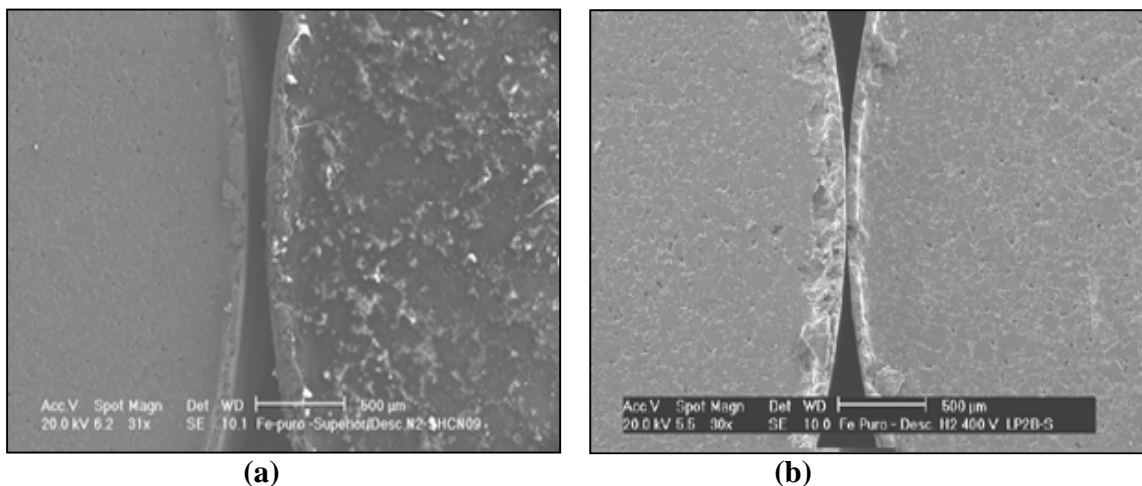


Figura 1- Micrografias eletrônica de varredura da superfície das amostras: (a) não imersa em óleo / imersa em óleo, tratada com nitrogênio, (b) não imersa em óleo / imersa em óleo, tratada com hidrogênio.

Os resultados da análise química realizada por microsonda na superfície, mostram a presença de um pico intenso de carbono na amostra de Fe-puro imerso em óleo e submetido a descarga de Nitrogênio (Fig. 2a). No caso da amostra submetida a descarga de hidrogênio, não é observado a presença do pico de carbono (Fig. 2b). Estes resultados estão de acordo com os resultados da tabela 1 e a observação das imagens de superfície mostrada na Fig. 1.

nitretação foi realizada no mesmo reator de plasma mantendo a mesma configuração usada no processo de limpeza.

Para efeito de comparação o mesmo procedimento de nitretação foi realizado em amostras não armazenadas em óleo e mantida sob vácuo.

Caracterização das amostras

Foi usada uma balança analítica para quantificar a perda de massa das amostras usando o processo de limpeza por plasma e o processo convencional.

A superfície das amostras foi caracterizada por microscopia eletrônica de varredura (MEV) e a sua composição química superficial determinada com auxílio de microsonda de raios-X de comprimento de onda dispersivo (*Philips XL-30*).

A camada nitretada foi analisada através de microscopia ótica (*Carl Zeiss- Neophot 30*) e as fases presentes na camada nitretada por difratometria de raios-X (*X'Pert*) usando a radiação $K\alpha$ do Cu.

Caracterização da Descarga

Durante a limpeza da amostra a descarga foi caracterizada por espectroscopia ótica de emissão. O equipamento utilizado é um monocromador *Jobin-Yvon HR 640*, de comprimento focal de 640 nm, com uma rede de difração holográfica de 1200 linhas /mm. O domínio espectral do equipamento varre de 190 a 900 nm. A radiação luminosa proveniente da descarga é captada através de uma fibra ótica e conduzida até a fenda de saída. Nesta fenda é conectada uma fotomultiplicadora *Hamamatsu R928*, com rendimento quântico máximo $\lambda = 400$ nm. O controle e a aquisição dos dados são realizados através do programa *PRISM*, instalado num computador *486DX2*. A comunicação entre o monocromador e o microcomputador é feita usando um controlador de interfaciamento *Spectralink*. A evolução temporal da intensidade da banda de CH ($\lambda = 431,5$ nm) foi usada para monitorar o processo de limpeza.

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

3.1- Amostras tratadas em diferentes misturas gasosas.

Os resultados de perda de massa (referentes às amostras imersas em óleo) obtidos em diferentes misturas gasosas a 300 °C durante 1 hora são apresentados na Tabela 1. Analisando os dados, podemos observar que a descarga de hidrogênio puro é mais eficiente.

Tabela 1- Perda de massa em diferentes misturas gasosas a 300°C, numa pressão de 2 Torr durante 1 hora.

Gás	Perda de Massa (%)
Argônio/Hidrogênio	99,89
Nitrogênio	99,90
Argônio	99,91
Hidrogênio	100,00

No tratamento de nitretação por plasma o óleo retido nos poros da peça sinterizada exsuda para a superfície, desestabilizando a descarga e contaminando o reator [5,912]. Portanto torna-se necessário remover todo o lubrificante das peças antes de submetê-las ao tratamento de nitretação por plasma.

Recentes trabalhos, mostraram que o uso do plasma de oxigênio tem sido muito eficiente para a remoção de óleo da superfície das peças de ligas de aços e alumínio. [8,11]. Muitos estudos têm sido feitos usando configuração de catodo oco de multi orifício linear com plasma de oxigênio, e os resultados demonstraram que a remoção do óleo da superfície metálica tem sido muito eficiente. [1-4,7,13-14].

Neste trabalho é apresentado um processo alternativo de limpeza de amostra de Fe-puro sinterizado, usando uma descarga em regime anormal de mistura gasosa de nitrogênio, hidrogênio e argônio. O aquecimento da peça colocado no anodo é obtido pela radiação de calor proveniente do cátodo. Além disso, as colisões dos elétrons com as moléculas da mistura gasosa produz espécies atômicas altamente reativas, principalmente de hidrogênio que contribuem para a eficiência do processo de limpeza.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Obtenção das Amostras

Amostra de Fe-puro foram produzidas à partir de pó de ferro 1000B da Hoeganaes. As amostras foram compactadas a frio em matriz uniaxial de dupla ação sob pressão de 600 MPa, usando 0,6% de estearato de zinco como lubrificante. A sinterização foi realizada a 1150°C, durante 1,0 hora em atmosfera controlada de hidrogênio pré-purificado. As amostras em forma cilíndricas com 10 mm de altura e 10 mm de diâmetro, após a sinterização parte delas foram acondicionadas em óleo e a outra parte foi nitretada num reator de plasma.

A Retirada de óleo das amostras sinterizadas foi realizada num reator de plasma. O reator é constituído de uma câmara de vácuo cilíndrica de 300 mm de diâmetro e 300 mm de altura, com a parte superior e inferior de aço inox e lateral de pyrex. A configuração dos eletrodos é constituída de um sistema catodo-anodo confinado. O catodo tem uma forma retangular de 50mm de comprimento, 10 mm de largura e 5 mm de altura e no interior do catodo é colocado um anodo aterrado, constituído de uma placa de 10 mm de largura e 2 mm de espessura. A amostra de ferro sinterizado é colocada sobre o anodo e a sua temperatura determinada usando um termopar (Cromel Alumel Tipo-K) inserido 5 mm no interior da amostra.

Uma bomba mecânica de duplo estágio permite a obtenção de um vácuo limite de 10^{-2} Torr. Um medidor de pressão a capacitância é usado para medir a pressão da mistura gasosa que é ajustada por meio de uma válvula colocada entre a câmara e a bomba de vácuo. A mistura gasosa é regulada por meio de medidor / regulador de fluxo gasoso.

Nitretação das amostras

Após a retirada de óleo as amostras foram nitretadas por plasma sob fluxo de $4 \text{ cm}^3/\text{s}$ de mistura gasosa composta por 75% de N_2 e 25% de H_2 . A nitretação foi efetuada a 560°C na pressão de 3,0 Torr durante 2 horas, usando o mesmo procedimento de Maliska et al [10]. A

RETIRADA DE ÓLEO DE AMOSTRAS SINTERIZADAS VIA PLASMA

Maria Antonia dos Santos
Rodrigo P. Cardoso
Antonio Rogério de Souza
Joel L. Muzart
Ana Maria Maliska

Universidade Federal de Santa Catarina, Laboratório de Materiais, Departamento de Ciências em Engenharia de Materiais, 88040-900, Florianópolis, SC, Brasil. E-mail:tuca@pg.materiais.ufsc.br

Resumo

Neste trabalho, são apresentados os resultados que mostram a viabilidade do uso do plasma para a retirada de óleo em peças sinterizadas. Amostras de ferro puro sinterizadas e armazenadas em óleo, foram tratadas em diferentes misturas gasosas - Ar, H₂, Ar / H₂ e N₂. Com a finalidade de mostrar o processo durante a limpeza, foi monitorada a banda de CH ($\lambda = 431,5$ nm) por espectroscopia ótica de emissão. As amostras, foram caracterizadas através da perda de massa, análise de superfície por microscopia eletrônica de varredura, microanálise química por energia dispersiva, microscopia ótica e difratometria de raios-X. Os resultados mostram que a descarga de H₂ a pressão de 2 Torr e temperatura de 300°C durante 1 hora, é mais eficiente para a retirada total de óleo das peças sinterizadas. Confirmando estes resultados as amostras tratadas nestas condições foram submetidas ao tratamento de nitreção e apresentaram resultados semelhantes aos obtidos em amostras não armazenadas em óleo.

Palavras-chaves: Limpeza de peças sinterizadas, Retirada de óleo, Limpeza de superfície por plasma.

1. INTRODUÇÃO

A porosidade é uma característica principal de componentes metálicos obtidas por metalurgia do pó. Após a sinterização, as peças podem necessitar de um ajuste dimensional, retornando para as prensas de compactação para uma calibração. Assim, com esta nova compactação, possíveis alterações podem ser reparadas garantindo as dimensões originais da peça. Óleos lubrificantes são utilizados em prensas de calibração para diminuir o atrito e extração das peças após seu ajuste. Outra importante função do óleo no armazenamento das peças é a proteção contra a oxidação. O lubrificante usado na calibração ou conservação dos componentes se torna um empecilho quando se deseja realizar um tratamento superficial. Um dos métodos usados para a retirada de óleo consiste em usar ultrassom com solvente (acetona, álcool ou éter de petróleo) e aquecimento da peça em um forno convencional com atmosfera de hidrogênio.

5. RESULTADOS OBTIDOS

A implantação do algoritmo ROC por computador permite eliminar uma desvantagem de utilização, citada no quadro 1 do item 3 deste trabalho, que é a dificuldade de aplicar o algoritmo, quando o número de máquinas e peças da matriz em análise é elevado, em função do número necessário de repetições do procedimento que pode ocorrer nestes casos.

No entanto, permanece a dificuldade, neste caso, de cadastrar cada peça e cada máquina presente no sistema produtivo, e estabelecer as relações de passagem/não passagem das peças nas máquinas, antes de proceder à aplicação do algoritmo.

A necessidade de intervenção do analista na identificação dos grupos permanece como sendo a principal dificuldade à aplicação do algoritmo ROC. O programa desenvolvido e apresentado neste trabalho está sendo complementado com a possibilidade de utilização de rotinas e procedimentos para permitir a identificação dos agrupamentos através do próprio programa.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BURBIDGE, J.L., 1992, Change to Group Technology: Process Organization is Obsolete. . International Journal of Production Research, 30(5), 1209-1219.

CHENG, C.S. e CHEN, S.J., 1995, A Neural Network Based Cell Formation Algorithm in Cellular Manufacturing. International Journal of Production Research, 33(2) 293-318.

GUPTA, T. e SEIFODDINI, H., 1990, Production Data Based Similarity Coefficient for Machine-Component Grouping Decisions in the Design of a Cellular Manufacturing System. International Journal of Production Research, 28(7), 1247-1269.

KAPARTHIS. e SURESH, N.C., 1992, Machine Component Cell Formation in Group Technology: A Neural Network Approach. International Journal of Production Research, 30(6) 1353-1367.

KING e NAKORNCHAI, 1982, Machine-component group formation in group technology: review and extension. International Journal of Production Research, 3 117-133.

KUSIAK, 1991, Intelligent Manufacturing Systems, Englewood Cliffs.

VAKHARIA, A .J. e WEMMERLOV, U., 1995, A Comparative Investigation of Hierarchical Clustering Techniques and Dissimilarity Measures applied to the Cell Formation Problem. Journal of Operations Management 13 117-137.

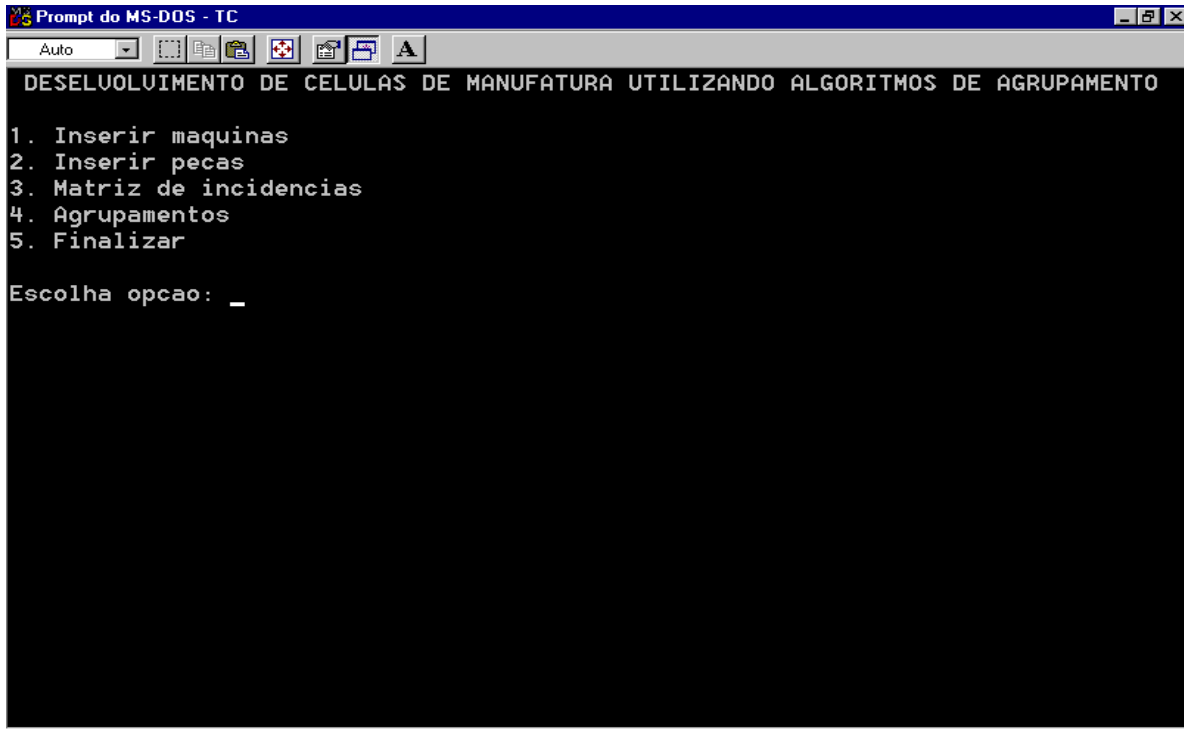


Figura 4 : Exemplo de Tela do Programa para aplicação do algoritmo ROC

		MÁQUINAS								
		M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M9
P E Ç A S	P1	1				1		1		1
	P2		1				1		1	
	P3			1	1			1		
	P4			1	1					
	P5					1				1
	P6		1				1		1	
	P7	1				1		1		1
	P8				1			1		
	P9	1	1				1		1	
	P10	1	1				1		1	
	P11						1		1	
	P12		1						1	

Figura 5(a): Matriz de Incidência antes da aplicação do algoritmo ROC

		MÁQUINAS									
		M4	M3	M7	M9	M5	M1	M6	M8	M2	
P E Ç A S	P3	1	1	1							
	P4	1	1								
	P8	1		1							
	P7			1	1	1	1				
	P1			1	1	1	1				
	P5				1	1					
	P9						1	1	1	1	
	P10						1	1	1	1	
	P6							1	1	1	
	P2							1	1	1	
	P11							1	1		
	P12								1	1	

Figura 5(a): Matriz de Incidência após aplicação do algoritmo ROC

- 3.) reescrever a MI de acordo com a ordenação definida no passo anterior, mantendo a ordem original/anterior das colunas;
- 4.) ordenar as colunas da MI obtida do passo anterior, em ordem decrescente de seus valores binários;
- 5.) reescrever a MI de acordo com a ordenação definida no passo anterior (mantendo a ordem anterior das linhas);
- 6.) verificar se as linhas de MI necessitam de novo ordenamento (ordem decrescente de valores binários) ; caso seja necessário, voltar ao passo 2) . Senão, ir para o próximo passo;
- 7.) fim do procedimento.

O quadro seguinte (quadro 1) mostra as principais vantagens e desvantagens da aplicação do algoritmo ROC.

VANTAGENS	DESVANTAGENS
Solução rápida para EBD perfeita	MI com grande volume de elementos necessita de apoio computacional
Fácil compreensão e aplicação rápida	Depende do analista para identificação dos agrupamentos
Fácil aplicação para número reduzido de elementos	Necessita de visualização da MI reordenada para identificar grupos
Facilidade de implementar por computador, segundo (SUNDARAM e LIAN, 1990)	Para MI com grande número de elementos, o número de repetições do procedimento pode tornar-se muito alto.

Quadro 1. : Vantagens e desvantagens do algoritmo ROC (adaptado de SEIFFODINI e WOLFE, 1992)

4. PROGRAMA COMPUTACIONAL PARA APLICAÇÃO DO ALGORITMO ROC

O programa desenvolvido para aplicação do algoritmo ROC possui as seguintes características: a linguagem utilizada foi a C, mas será posteriormente usada a linguagem C++ Builder, para facilitar a visualização dos dados e a interface com os usuários.

A configuração mínima exigida para sua utilização é um computador PC, Pentium 100MHz, com 32Mb de memória RAM.

Não há limitações para as dimensões das matrizes de incidência a serem modeladas, ou seja, o número de máquinas e peças é ilimitado. Mas para efeito de visualização dos resultados, a identificação dos agrupamentos evidentemente fica prejudicada, quando o número de elementos ultrapassa as dimensões da tela do microcomputador.

A figura 4 apresenta uma das telas do programa, conforme estágio atual de desenvolvimento, apenas para efeito ilustrativo.

Para testar o funcionamento do programa, é apresentada um exemplo de sua aplicação, utilizando-se a matriz de incidência da figura 5(a), composta por 9 máquinas e 12 peças.

A figura 5(b) apresenta os resultados obtidos, a partir da aplicação do programa computacional desenvolvido para o algoritmo ROC.

Neste caso, foi obtida uma solução com grupos parcialmente separáveis, uma vez que foram identificados elementos de exceção (elementos “1” fora dos grupos gerados).

		PEÇAS						
		P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7
MÁQUINAS	M1	1	1	0	0	0	0	0
	M2	0	1	1	0	0	0	0
	M3	1	1	1	0	0	0	0
	M4	0	0	1	1	0	1	1
	M5	0	0	0	1	0	1	1
	M6	0	0	0	1	1	0	1

Situação (b) : Grupos Parcialmente Separáveis

Figura 2: Soluções possíveis para identificação de EBD (estrutura bloco diagonal)

Analisando-se a situação (b), percebe-se que a necessidade de executar uma operação da peça P3 na máquina M4 impede a separação dos grupos de modo único: a peça P3 pode ser considerada como pertencente tanto ao primeiro agrupamento quanto ao segundo. A mesma situação ocorre com a máquina M4, que pode estar alocada em qualquer dos dois grupos gerados. No exemplo analisado, tanto a peça P3 quanto a máquina M4 podem ser caracterizados como elementos de exceção.

2.4. Principais Algoritmos de Agrupamento

Existem muitas propostas de algoritmos baseados em formulação matricial que buscam a identificação de agrupamentos para formação de células.

Os algoritmos mais conhecidos e tradicionalmente usados, bem como suas lógicas de agrupamento, estão mostrados na tabela 1. seguinte.

Tabela 1. : Algoritmos básicos usados em formulação matricial

ALGORITMOS BÁSICOS USADOS EM FORMULAÇÃO MATRICIAL	
Algoritmo	Lógica de Agrupamento
ROC (Rank Order Clustering)	Valor binário
BEA (Bond Energy Algorithm)	Medida de Efetividade
CIA (Cluster Identification Algorithm)	Densidade de matriz
SLC (Single Linkage Algorithm)	Medida de Similaridade
DCA (Direct Clustering Analysis)	Número de elementos i

No item seguinte deste trabalho, será detalhado o funcionamento do algoritmo ROC (*Rank Order Clustering*), que foi implementado por computador, para facilitar a tarefa de identificação de agrupamentos.

3. MÉTODO ROC (*Rank Order Clustering*)

O algoritmo ROC pode ser entendido ou traduzido por “algoritmo por ordem de grandeza” e foi publicado em 1980, originalmente em (KING e NAKORNCHAI, 1982).

É um algoritmo baseado no arranjo de linhas e colunas da MI e que usa como lógica de agrupamento, o valor binário de linhas e colunas.

O procedimento de aplicação consiste dos seguintes passos:

- 1.) obter a MI correspondente à situação que se deseja analisar;
- 2.) ordenar as linhas da MI obtida em ordem decrescente, de seus valores binários;

Avaliando-se a MI no ítem (b), após o reordenamento de peças e máquinas, é possível identificar três agrupamentos: o primeiro composto pelas máquinas M3, M5 e M6 e pelas peças P3, P7 e P10; o segundo composto por M1 e M7, e pelas peças P5, P4, e P2; e o terceiro agrupamento com as máquinas M2 e M4, e as peças P1, P6, P9 e P8.

É importante salientar que os exemplos apresentados são didáticos. No caso da matriz analisada, tem-se 7 máquinas e 10 peças (70 elementos ao todo), que é um número muito pequeno de elementos para representar uma situação real. No entanto, neste trabalho serão utilizados exemplos de MI com número reduzido de elementos, em função de dois aspectos:

- a) facilitar a visualização dos métodos de análise de agrupamentos por formulação matricial, bem como de seus principais conceitos, potencial de utilização e problemas;
- b) todos os aspectos analisados para as MI com poucos elementos podem ser considerados para as situações reais, em que o número de elementos pode chegar a 10^5 ou 10^6 , em função do porte da empresa. Isto ocorre porque os algoritmos de agrupamento podem ser implementados por computador, como pode ser verificado pelo programa apresentado neste trabalho.

2.3. Processo de Identificação de Agrupamentos

O processo de identificação de agrupamentos é realizado através da aplicação dos chamados “algoritmos de agrupamento”. Os algoritmos procuram, através de procedimentos baseados em alguma “lógica de agrupamento”; predeterminada, reordenar as linhas e colunas da MI, de modo a agrupar os elementos “1” em estruturas chamadas “estruturas bloco diagonais” ou (EBD), que permitem identificar as peças e máquinas que compõem os grupos.

Existem duas possíveis soluções que podem ser obtidas:

- a) Estrutura bloco diagonal perfeita : ocorre quando todos os grupos gerados pelo reordenamento de elementos não apresentam intersecções entre si. Neste caso, refere-se aos grupos obtidos como “grupos mutuamente exclusivos”, e os elementos são facilmente identificados;
- b) Estrutura Bloco diagonal incompleta ou imperfeita : ocorre quando não é possível definir com exatidão, a composição de cada grupo, face às intersecções que ocorrem. Neste caso, refere-se aos resultados como “grupos parcialmente separáveis” e a tarefa de identificar os elementos de cada grupo fica prejudicada.

A figura 2. exemplifica as duas soluções possíveis através de MI, com grupos mutuamente exclusivos, na situação (a) e grupos parcialmente separáveis, na situação (b).

M		PEÇAS						
		P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7
Á	M1	1	1	1	0	0	0	0
Q	M2	1	0	1	0	0	0	0
U	M3	0	1	1	0	0	0	0
I	M4	0	0	0	1	1	0	1
N	M5	0	0	0	1	1	1	0
A	M6	0	0	0	0	1	1	1

Situação (a) : Grupos Mutuamente Exclusivos

A matriz de incidência MI consiste , portanto, de um conjunto de elementos “0” e “1”, distribuídos por suas linhas e colunas, que obedecem ao processo de fabricação de cada peça no chão de fábrica.

Uma matriz genérica MI, composta por m máquinas e n peças, será definida por m x n elementos. Cada peça do sistema de manufatura é definida por uma das n colunas de MI, enquanto cada linha de MI corresponde a uma máquina m.

Assim, quando se observa cada linha de MI, verifica-se pelo número de elementos “1”, quais as peças que sofrem operação na máquina que corresponde a esta linha. Analogamente, para cada coluna da matriz , representada pelo número de elementos “1” presentes, tem-se as máquinas que são necessárias para o processamento completo da peça correspondente à esta coluna.

2.2. Objetivos da Formulação Matricial

Uma vez obtida a MI representativa para a situação do chão de fábrica que se pretende analisar, o passo seguinte deve ser a identificação dos agrupamentos.

Os agrupamentos são definidos pelos conjuntos de peças e máquinas representados pelo aglomerado de elementos “1” em regiões determinadas da matriz. Procurar agrupar os elementos “1” da MI, é portanto, a tarefa fundamental dos algoritmos de agrupamentos baseados em formulação matricial – e seu objetivo principal.

As matrizes MI da figura 1. são apresentadas em duas situações distintas, para ilustrar a função destes algoritmos: na situação (a) é mostrada a MI original, sem alteração de posição de linhas e colunas, conforme sua obtenção. A situação (b) mostra a matriz MI reordenada de forma a permitir a visualização dos grupos de elementos “1”, que originam as células, pois representam a identificação dos agrupamentos.

		PEÇAS									
		P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10
M	M1	0	1	0	1	1	0	0	0	0	0
Á	M2	1	0	0	0	0	0	0	1	1	0
Q	M3	0	0	1	0	0	0	1	0	0	0
U	M4	0	0	0	0	0	1	0	1	1	0
I	M5	0	0	0	0	0	0	1	0	0	1
N	M6	0	0	1	0	0	0	1	0	0	1
A	M7	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0

Situação (a) : MI original, sem aplicação de algoritmo de agrupamento

		PEÇAS									
		P3	P7	P10	P5	P4	P2	P1	P6	P9	P8
M	M3	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0
Á	M5	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0
Q	M6	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0
U	M1	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0
I	M7	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0
N	M2	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1
A	M4	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1

Situação (b) : MI reordenada, após a aplicação de algoritmo de agrupamento

Figura 1.: Matriz de Incidência MI, na situação original e após reordenamento

Outros autores (KUSIAK,1991), (BURBIDGE, 1992), utilizando o mesmo critério de classificação, separam os métodos existentes em :

- i) Métodos de classificação e codificação, associados às características das peças/componentes;
- ii) Métodos baseados em “análise de agrupamentos” (cluster analysis), associadas às características de produção.

O conjunto de métodos de análise de agrupamentos baseados em formulação matricial constitui o maior grupo de propostas para identificação de peças e máquinas, visando configuração de células.

Os métodos baseados em formulação matricial são os mais utilizados por reunirem uma série de vantagens:

- a) as informações necessárias para sua utilização são simples e obtidas com facilidade: restringem-se ao fluxo de peças/componentes pelas máquinas do sistema de manufatura;
- b) com o desenvolvimento dos microcomputadores, o tempo de processamento dos algoritmos usados diminuiu para frações de segundos, e a capacidade de memória permite que se trabalhe com volume muito grande de dados, eliminando-se as restrições que existiam anteriormente para aplicação destes métodos.

Este trabalho apresenta uma proposta para implantação de um algoritmo de agrupamento baseado em formulação matricial, denominado *Rank Order Clustering* (ROC). Por isso, o próximo item enfocará os métodos baseados em formulação matricial.

2. MÉTODOS BASEADOS EM FORMULAÇÃO MATRICIAL

Pesquisas mais recentes em manufatura celular indicam que a maioria das empresas que utilizam arranjos celulares preferem aplicar técnicas mais simples e mais baratas para formar agrupamentos. Segundo (VAKHARIA e WEMMERLOV, 1995), por volta de um terço das empresas americanas utilizam algoritmos de agrupamentos, e a maioria concilia o uso destes algoritmos com análise de dados.

Esta informação justifica o fato de que os métodos baseados em formulação matricial para identificação de agrupamentos são os mais difundidos atualmente.

Além do custo relativamente baixo de implantação, em comparação aos demais, a velocidade de resposta é extremamente alta. Assim, estes métodos apresentam resultados a curto prazo e não necessitam de grandes investimentos. Para explicar o funcionamento destes métodos, é necessário antes que os princípios da formulação matricial sejam conhecidos. Os próximos itens deste trabalho apresentam estes princípios.

2.1. Composição da Matriz de Incidência (MI)

Todos os algoritmos de agrupamento baseiam-se em informações que são obtidas das matrizes de incidência (MI). A regra de formação das MI é bastante simples.

Seja a_{ij} um elemento da MI. Seu valor será definido pela relação:

$$a_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{quando a peça (i) sofre operação na máquina (j);} \\ 0, & \text{se a peça (i) não sofre operação na máquina (j).} \end{cases}$$

UMA APLICAÇÃO DO ALGORITMO ROC (*RANK ORDER CLUSTERING*) EM MANUFATURA CELULAR

Rosangela Aparecida Leal (*)

Antonio Nelson Correia Filho (*)

Nelson Carvalho Maestrelli (*)

Antonio Batocchio ()**

Universidade Metodista de Piracicaba, Faculdade de Engenharia Mecânica e de Produção, Rodovia S.Bárbara-Iracemápolis, Km1, Santa Bárbara Doeste/SP, Brasil,

Email: nmaestre@unimep.br

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Fabricação, Campinas/SP, Brasil.

Email: batocchi@fem.unicamp.br

Resumo

Os sistemas celulares de produção tem sido aplicados com frequência crescente nas empresas que procuram adotar os princípios da “*World Class Manufacturing*”, como forma de manutenção de sua competitividade e ampliação de seus mercados de atuação. ”. Os programas de implantação de Tecnologia de Grupo e Manufatura Celular visam basicamente a redução dos tempos improdutivos associados aos processos de fabricação, através de melhorias de fluxo, redução de *setup* e de inventários em processo. A primeira fase do projeto de células de manufatura é a fase de identificação de agrupamentos, baseada em critérios de similaridade e formação de famílias de peças. Um dos métodos mais simples e rápidos para identificação de agrupamentos (peças e máquinas que formarão as células de manufatura) é a aplicação de algoritmos para “*cluster analysis*” que utilizam formulação matricial. Este trabalho apresenta os principais resultados obtidos aplicando-se o algoritmo ROC (*Rank Order Clustering*) , para obtenção de agrupamentos em manufatura celular, através de um programa computacional de auxílio.

Palavras-chave: Manufatura Celular, Tecnologia de Grupo, Análise de Agrupamentos.

1. INTRODUÇÃO

O passo inicial no projeto de células de manufatura consiste na identificação das famílias de peças e grupos de máquinas que definem os agrupamentos (GUPTA, 1990).

Estes agrupamentos são os conjuntos iniciais a partir dos quais os estudos de dimensionamento serão feitos, até o estágio de configuração das células.

Existe um número significativo de métodos para proceder à identificação destes agrupamentos . Estes métodos estão classificados em dois grandes grupos (CHENG e CHEN,1995),(KAPARTHI e SURESH, 1992):

- a) métodos baseados em características das peças/ componentes fabricados;
- b) métodos baseados em características da produção (fluxo de produção) e roteiros de fabricação.

TOWARDS THE GENERAL USE OF OBJECT-ORIENTED SOFTWARE ENGINEERING IN EVERYDAY FINITE ELEMENT PROGRAMMING

Gray Farias Moita

Henrique Elias Borges

Vinicius Ferreira de Oliveira Campos

Valdemilson Lopes dos Reis

Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, Departamento de Pesquisa e Pós-Graduação, Av. Amazonas, 7675, Nova Gameleira, 30510-000, Belo Horizonte, MG, Brasil.
E-mail: gray@dppg.cefetmg.br

Abstract

This paper discusses the convenience of the application of object-oriented software engineering (OOSE) concepts and techniques in the development of software for engineering in order to increase the reliability and performance, enhance the reusability and scalability, and reduce the cost of production and maintenance. It is restricted to the software dedicated to analysis of problems solved via the finite element method (FEM), which has many applications in the field of engineering. Nonetheless, the arguments presented here apply equally well, *mutatis mutandis*, to any software for the engineering.

Keywords: Software engineering, Finite elements, Object-oriented programming, UML, Systems modelling.

1. INTRODUCTION

The development of finite element codes has become a common task in civil, mechanical, aeronautical, electrical (among others) engineering fields for the last decades. However, little attention has been given to the use (or, rather, reuse) of some of these results in future developments. The prevalent approach employed could be summarized as “here is the algorithm, just code it”, and to extend the software “pick some functionality and code it, then pick another functionality and add to it”. There is no planning at all for the software to grow or change, as it would inevitably do. Hence, more and more lines of code are being generated everyday and the re-utilisation of earlier works tends to be low, especially due to the lack of a systematic approach to the development and of a general definition of software development guidelines. There has been some attempts to accomplish this kind of continuity but so far the results are far from satisfactory.

The main problem faced by the current finite element codes, especially those developed at universities, is the lack of a methodological approach for the programming. Coupled with the vast quantity of code generated, some aging more than 30 years, this “disorganised” approach can easily lead to large programs where the maintenance is neglected and reuse is almost impossible. In addition, this deficiency introduces many problems when different researchers try to use the same program. Of course, such problems could be alleviated if some of the directives from the modern OOSE are applied.

Another source of trouble is related to the programming languages utilised in FEM software. Traditionally procedural languages, like Fortran, C and Pascal, have been used to implement the method. Also, these FEM software were often developed in many distinct programming languages. The use of C++, for example, to supersede Fortran usually finds great opposition, although the clear gains are generally recognised. This happens mainly due to the large number of Fortran routines that can be found everywhere and the high cost involved in converting them into some object-oriented programming (OOP) language.

For the last 10 years object-oriented programming languages have been employed in development of engineering software. As far as the application with the Finite Element Method (FEM) is concerned, good reviews can be found in McKenna (1997), Marczak (1999) and Bittencourt *et al.* (1999). Marczak puts together some of the recent publications and an interesting overview of different ways and interpretations of modelling finite element using OOP.

Despite the fact that in the last decade the developers of FEM software started using OOP languages and worrying about reusability and scalability of their software, there is a long way to go through, in order to achieve “industrial strength” FEM software. Fortunately, this situation is gradually changing, with the help from the concepts of object-orientation, as Marczak’s work has shown. To be successful in this enterprise, one must complete the paradigm shift initiated in the early ‘90s, and move towards the application of object-oriented software engineering (OOSE) concepts and techniques in the development of software for engineering.

In this paper the Unified Modelling Language (UML) is used in conjunction with finite elements in order to develop a simple axisymmetric finite element and initiate a validation of this new combination. Some diagrams, associations and notation are shown and its use in the current context is exploited. It must be emphasised here that this work brings results from initial experiments with the *finite element/UML* association and only some early conclusions are drawn and discussed. In this study, the FEM is treated in a pure academic way. This means that the development shown here is used merely to demonstrate the application of the UML for a finite element implementation.

2. HOW CAN OOSE IMPROVE THE MODELLING OF ENGINEERING SOFTWARE

To answer the above question some aspects must be pointed out. Software engineering encompasses a proven (not in the scientific sense, but rather in the empirical sense of “best practices”) body of knowledge, tools, techniques and methods to develop computer software products.

There are many ways to develop a software. The two most common are the procedural approach (also called, algorithmic approach), and the object-oriented approach. In the former, the main building block of a software is the procedure, function or routine, and the main goal of the developer is to decompose a large algorithm into smaller pieces of code (procedures and routines). In the object-oriented approach the main building block of a software is the object, or better, a class of objects. In a phrase, the object is a thing (like a steel bar or a node in a finite element analysis) that has identity (can be distinguished, in some way, from other objects), state (is created; evolves in time, passing through many states; and, eventually, is discarded, i.e., has a lifecycle), and behaviour (can do things in benefit of other objects).

There is nothing inherently wrong with the procedural approach. It can be (and has been) used to develop very good software. On the other hand, there are plenty of software said to be object-oriented (as if OO would be a stamp ensuring quality) that hardly could be called “software”. Object-orientation is not a programming language, rather it is a concept (or a

development paradigm) we could use to develop better software systems. Both approaches can benefit a lot from the software engineering techniques.

The main objective of software engineering, both procedural or object-oriented, is to improve software quality by maximising the overall performance, reliability and life cycle of the product, reducing production cost, and minimising the development time, the need for maintenance and the occurrence of errors.

In spite of the increasing publicity of the recent years, software engineering can still be regarded a new branch of the computer science, at least for the non-computer scientists. This often leads to bad development procedures especially due to a lack of experience from the practitioners and of well-disseminated practices necessary to the accomplishment of any product development. However, much effort has been devoted to lead software engineering to the maturity one would expect to find in some of the more traditional fields of engineering.

It is far beyond the scope of this paper to present the principles of the object-oriented software engineering, or to discuss the differences between procedural and object-oriented software engineering (for such, see the excellent book of Pressman, 1997). Instead, our main purpose is to advocate the cause that OOSE can effectively contribute to the development of software for engineering and point out three ideas, which can be easily applied, to improve the quality and reusability of the FEM software. These are the ideas concerning visual modelling and Unified Modelling Language (UML), architectural design, design and architectural patterns.

The basic idea behind the visual models is the abstract representation of the software, encompassing details so that all the complexity can be more easily dealt with, mainly with complex systems where the comprehension is generally very difficult. Instead of starting straight with lines and lines of code, the software engineer has got an alternative and attractive approach to analyse the software (or rather, a general overview of it) without having to worry about specific points and implementation details at the early stages of development.

Visual modelling is a friendly way of representing a problem by mimicking the real-world processes or, better, simulating the environment delineated by the problem. The main advantage of using a visual modelling is that it facilitates the understanding of the requirements of the software to be developed. Therefore, better design and maintenance can be achieved. Well-produced models are a very useful manner to format a clear and easily understandable project. Besides, they can show different views and scenarios within a given development.

In the late '80s and early '90s several methodologies, and CASE (Computer Aided Software Engineering) tools, have been developed in an attempt to create a standard in visual modelling. Three of them are worthy mentioning because they were created by three top methodologists: Object Modelling Technique (OMT) from James Rumbaugh, Object-Oriented Software Engineering (OOSE) from Ivar Jacobson and Booch Method from Grady Booch. Each modelling approach has its own characteristics and can be used in any given development. However, as always, they also have their drawbacks and that is the main reason to devise a new and standard modelling method. The effort for the unification of the three above methods began by the end of 1994. Soon, the stakeholders from the software industry joined the effort, and finally by the end of 1997 the Unified Modelling Language (UML) was formally accepted as standard by the Object Management Group (OMG). The OMG is an international non-profitable organisation, established in 1989, to promote the development of the theory and practice of the object technology.

Nowadays, the UML is one of the main visual modelling languages there exists. Note that UML is not a programming language, instead, it is a language specially constructed for the purpose of visual modelling. With the help of UML one can obtain a clearer view of what one is trying to develop, one can capture the user's points of view and, also, easily check the

functionality of the software. If used correctly, UML can eliminate miscommunication due to different modelling terminology, hence, increasing efficiency.

The UML can handle different levels of complexity or different views, so that the system can be displayed in a number of ways and visualised from different standpoints. Reuse of components can be made in a natural manner and modules can be much comfortably manipulated and comprehended. The UML can be used to visualise, specify, construct and document the software to be built and is a handy approach to be used with the traditional software engineering.

Although very young, there is a lot of literature available about UML, as can be seen, for example, in Booch *et al.* (1999), Fowler and Scott (1997), and of course, in the Internet. The main problem we found concerning the literature is that sometimes it becomes out-of-phase with the current standard release of the UML, since OMG is working very hard and fast to keep UML up to date.

If one intends to develop a robust software to be reused by oneself and/or others, and to be changed later (as it certainly will), one should plan for it. So, our first concern should be: what this system will do, how it will be organised, how it will be partitioned into components, how the components would interact, how the components will be allocated for processing in the computers in our network, how can one component be added to the system to increase functionality, how the performance will be affected, etc. These are some of the issues addressed in the architectural design of a software system.

Good architectures are built over well-defined abstraction layers. Each layer represents one coherent abstraction, with a well-defined and controlled interface. Each layer uses the services (functionality) of the lower layers, through their interfaces. Lower layer presents a lower level of abstraction. There is a clear distinction between the interface of a layer and the implementation of the layer itself, such that changes in the implementation of the layer do not affect the layers above (Rechtin, 1991).

Yet, it is virtually impossible to capture such a wide range of issues and demands, in a single picture. This means that the software architect should analyse the software from several different perspectives or viewpoints. How many viewpoints are necessary to ensure the software to be built is fully understood? In a classical paper, Kruchten (1995) argues that one needs “4+1” views of the architecture, which are:

1. *Logical View*: primarily describes the functional requirements of the system, i.e., “what” the system is supposed to provide in terms of services for its end users;
2. *Process View*: this view addresses some non-functional requirements such as performance and system availability. It also addresses issues like fault-tolerance, system integrity, concurrency and distribution;
3. *Development View*: describes the software static organisation in its development environment, i.e., defines how the components of a software would be grouped. A component is a unit of source code that will be used as a building block for the structure of the system;
4. *Physical View*: maps the processes, tasks, objects and every element identified in every other view onto the various processing nodes (like computers and the alike), taking into account the system’s non-functional requirements mentioned above;
5. *Use Case View*: this is a redundant view with the other ones, hence the “+1”. This view drives the process of discovering architectural elements in the other four views. Also, it validates and illustrates the architectural design.

The above architecture has been widely accepted in the community of software engineers. However, it seems that the architectures designed in the last years for the FEM software (Marzak, 1999; McKenna, 1997) do not satisfy the architectural model proposed by Kruchten. Therefore, it is not a surprise when they present problems concerning reuse of parts of codes

(e.g., when someone else wants to use the software to solve a different problem using FEM), they could not be changed easily (e.g., in order to take into account an enhancement of an algorithm), and so on.

Another useful idea that increases the software productivity and quality, is reuse of design patterns. A design pattern describes a common way of modelling (designing) something. In this sense, it is like a template or an example model. However, a design pattern is much more than an example model, it is a solution, or a set of solutions, to a specific designing problem. Most of the design problems faced by the developers are recurring, so are the solutions. This is the main reason why designing patterns are so important ,i.e. , they take the idea of reuse one step further.

In a design pattern, the problem is posed and made clear, then a set of solutions to model (and solve) the problem are presented and explained. Also, some analyses are made concerning the pros and cons of each solution and in which circumstances it works or not. It is also worthy mentioning that design patterns are independent of programming language, so they can be coded in the object-oriented programming language preferred by the user.

Design patterns is still a new research field, but is growing at an astonishing rate. The most influential reference is Gamma *et al.* (1995); another useful reference is Larman (1998). In the Internet there are dozens of web sites dedicated to patterns. The search could begin at the Patterns Home Page (<http://hillside.net/patterns/patterns.html>) and at the Ward Cunningham's Portland Patterns Repository Page (<http://c2.com/ppr/index.html>).

If design patterns takes the idea of reuse one step further, then architectural patterns takes it even farther. The main idea behind architectural patterns remains being reutilisation, this time at a highest level of abstraction. Architectural patterns are an even newer research field, also growing very fast. Nowadays, there are some architectures already available in books like Buschmann (1996) and in the Internet. Although they are not completely suitable for software developed for engineering use, they still can be employed as a starting point to construct our own architecture, tailored to fit for our own needs.

3. WHY SHOULD THE UML BE USED

The UML is a formal standard established by the Object Management Group (OMG) in November 1997. Since then, the UML is rapidly becoming, not only the “*de jus*” standard, but also the “*de facto*”, since it has been supported and adopted by some of the main industry leaders in the software development arena, including IBM, Microsoft, Hewlett-Packard, Unisys, I-Logix, Oracle, Rational, Texas Instruments, MCI Systemhouse, Intelligcorp, ICON Computing, Ericsson, Andersen Consulting, Sterling Software, and many others. To maintain the UML up to date with the most recent advances of the OOSE and demands from the software developers, the OMG has put together the Revision Task Force which has recently released UML version 1.3, whose adoption voting process is under way (see the OMG web site at <http://www.omg.org>).

As pointed out by Booch *et al.* (1999), the UML is much more than a bunch of graphical symbols, it is a powerful language that has been built, from the very beginning, to achieve three goals: enable the modelling of systems, from the conception to execution, within the object-oriented paradigm; address the issues of scale, typical in the complex, mission-critical systems; be a modelling language usable by both humans and computers.

The UML defines an expressive and coherent notation fully consistent with the concepts of object-orientation. Some of the characteristics of the UML are:

1. It provides end users, developers, designers, software engineers and software architects with a common standardised language. Hence, contributing to enhance the dialog among these actors;

2. It supports Kruchten's "4+1" architectural views of a system as it evolves throughout the software development lifecycle;
3. It is the only language a developer will need in order to specify, visualise, construct, and document a software system. Also, it is a handy approach to be used with the traditional software engineering techniques;
4. It is a visual modelling language, meaning that it employs a graphical notation;
5. Its vocabulary and rules (semantic and syntax) are precise, unambiguous and complete, such that, everyone can understand;
6. It focuses on the conceptual and physical representation of a system. Thus, making the process of software specification easier, clearer and unambiguous;
7. As a language, it is independent from the chosen software development process. Nonetheless, one must choose any development process in order to model a given software;
8. In conjunction with a well-defined software development process, it contributes to make the reuse of pieces of code easier, and even the reuse of design and architectural patterns;
9. The models built with UML have excellent stability in relation with changes in the specification, i.e., small changes in the software requirements do not imply massive changes in the models;
10. There are several CASE tools of excellent quality available in the market (some of them enabling code generation directly from the model) that supports the UML;
11. The UML has been used successfully in the development of very large and complex software, from aircraft simulation systems to strategic enterprise information systems. It has been also used in the modelling of mission-critical real-time systems;
12. The development of UML has been a collective effort, the contributions coming from the most prominent scientists and software engineers.

4. SMALL FINITE ELEMENT APPLICATION

In this section a simple axisymmetric finite element is used to demonstrate the utilisation of the UML for a finite element implementation. Once again, it should be emphasised that this application has been simply devised to illustrate a combination FEM/UML without much concern with the originality and complexity of the problem. Note that, due to the lack of space, only three diagrams are shown in order to depict the functionality of the visual language employed in the current context.

In the development to be described below, each diagram is briefly explained according to the usual UML terminology.

Use Case Diagram:

The use cases describe the functional requirements of the system as observed by the external actors. The actor could be viewed as something that interacts with the system and can be a user, a device or another system. Figure 1 presents the Use Case diagram for the present case study.

In the current use case model, only one actor has been created, namely, the user running the software. The diagram also shows the use cases: check data, define finite element, assemble matrix, assemble vector and solve system. They define the ways the system functions. The use case diagram helps to understand how the system works and the possible interactions and gives a general outlook of the development of the project. Note that in this case, only actor interacts with the program but this is not always the case (Booch *et al.*, 1999).

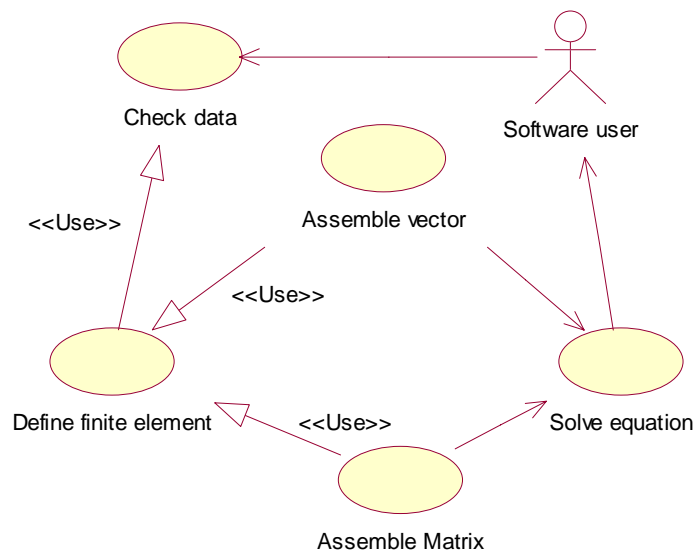


Figure 1. Use Case diagram for the finite element case study

Class Diagram

A class diagram represents the static structure of a given system. Classes are templates to create objects with common characteristics, i.e., pertaining to a certain category. Within the class diagram five main relationship can be used, namely, specialisation, association, aggregation, composition and dependency.

There are several class diagrams for this current development. With the purpose of illustrating this case study, only one of them is shown in Figure 2.

Due to the characteristic of the problem, the several diagrams are grouped together into packages that must represent some kind of unity or module within the system. The class diagram of Figure 2 displays the classes in the package vector, the relationship among the classes as well as the kind of relationship (association or aggregation) and the cardinality.

As can be seen in the diagram, `nodalDisplacementVector`, `loadVector` and `boundaryConditionVector` are specialised classes (or subclasses), derived from the abstract class `vector`. The latter only exists to encompass the common attributes and methods to be use by the child classes. Also, the method `checkConsistency` is inherited by the three subclasses although each one implements its own code for the particular consistency test needed. This is an example of the so-called polymorphism.

The main class diagram, encompassing the different packages of classes, for a given case study can be devised. In the current system data, the following packages can be thought: data, vectors and matrices and solution algorithms. Each should present high internal cohesion and low coupling with other packages.

Sequence Diagram

The sequence diagram depicts a time-wise event flow for each use case. It is a two-dimensional diagram with time represented vertically and objects (not classes) in the horizontal position, showing the sequence of messages sent amongst the objects. The diagram of Figure 3 displays the time sequence of events of the use case `Solve equation`.

Each the sequence diagram is based on the event flow created for a specific use case, e.g., the event flow for the use case shown in Figure 3 is:

Preconditions:

The use case matrix assembly and vector assembly must have been successfully completed to allow for this use case to initiate.

Main Flow:

1. Receives the global stiffness matrix
2. Receives the global load vector
3. Picks up the defined solution algorithm
4. Solves the finite element equation to determine the displacements
 $K a = f$, where K = global stiffness matrix; a = displacements vector; f = load vector
5. Sends displacements to the object `myDisplacementVector` of the class `displacementVector`.
6. Displays the results (the displacements) to the object "anybody" of the stereotyped actor class named `user`.

Alternative Flow:

If an error occur during the solving process due to wrong data, the program sends the users an error message and finishes the execution.

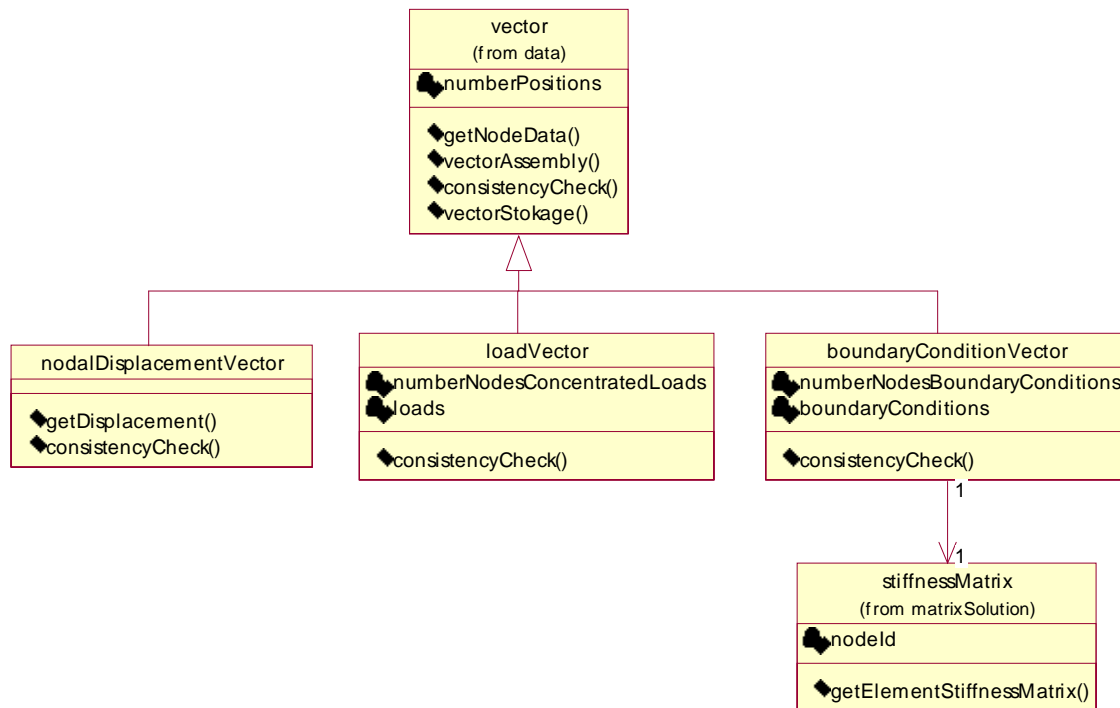


Figure 2. Class diagram for the package vector

5. FINAL REMARKS

The paper deals with the use of object-oriented software engineering for finite element programming in conjunction with the introduction of visual modelling techniques. The suitability of the use of the UML is exploited and a general explanation on the subject is given. The main points discussed are reusability, scalability, comprehensibility, reduction of production and maintenance costs as well as prevention of errors.

The main objective was to shed some light on the subject, mainly regarded with the association of finite elements and the new software engineering tendencies, in order to motivate the finite element community to adopt these modern ideas.

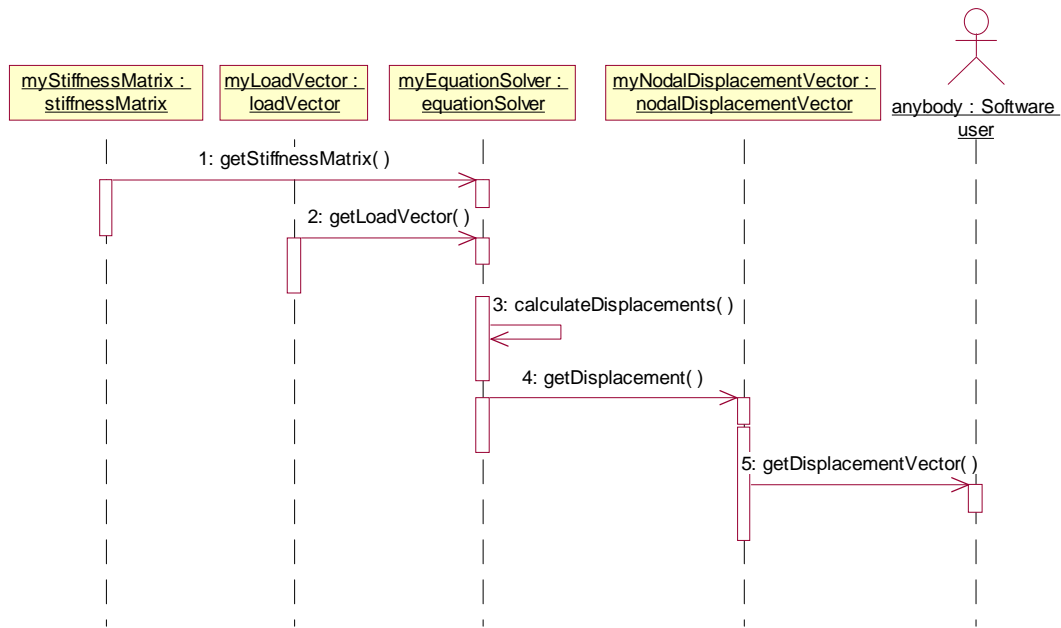


Figure 3. Sequence diagram for the use case Solve equation

6. ACKNOWLEDGEMENT

The authors would like to express their gratitude to CNPq, FAPEMIG and FINEP for their financial support.

7. REFERENCES

- Bittencourt, M.L., Guimarães, A.S. and Feijóo, R.A., 1999, “Elementos Finitos Orientador por Objetos”, Revista Internacional de Métodos Numéricos para Cálculo y Diseño en Ingeniería, Vol. 15 (3), pp. 343-355.
- Booch, G., Rumbaugh, J. and Jacobson, I., 1999, “The Unified Modelling Language User Guide”, Addison-Wesley, Object Technology Series, 4th Printing.
- Buschmann, F., Meunier, R., Rohnert, H., Sommerlad, P. and Stal, M., 1996, “Pattern-Oriented Software Architecture: A System of Patterns”, John Wiley & Sons.
- Fowler, M. and Scott, K., 1997, “UML Distilled: Applying the Standard Object Modelling Language”, Addison-Wesley, Object Technology Series, 11th Printing.
- Gamma, E., Helm, R., Johnson, R. and Vlissides, J. [Gang of Four], 1995, “Design Patterns: Elements of Reusable Object-Oriented Software”, Addison-Wesley.
- Kruchten, P.B., 1995, “The 4+1 View Model of Architecture”, IEEE Software, pp. 43-50.
- Larman, C., 1998, “Applying UML and Patterns”, Prentice Hall.
- Marczak, R. J., 1999, “Uma Revisão Parcial de Arquiteturas Orientadas a Objetos Para Programas de Elementos Finitos”, Proceedings of the 15th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, CD-Rom, Águas de Lindóia, SP, Brazil.
- McKenna, F.T., 1997, “Object-Oriented Finite Element Programming: Frameworks for Analysis, Algorithms and Parallel Computing”, PhD thesis, University of California, Berkeley.

- Pressman, R.S., 1997, “Software Engineering: A Practitioner’s Approach”, McGraw-Hill, 4th Edition.
- Rechtin, E., 1991, “Systems Architecting: Creating and Building Complex Systems”, Prentice-Hall.

**FILOSOFIA, ORGANIZAÇÃO E ESTRUTURA DE EMPRESA JÚNIORS -
ESTUDO DE CASO DA MCJ, MECÂNICA CONSULTORIA JUNIOR -
EMPRESA JÚNIOR DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
DA UFPB -CAMPUS II.**

Laerte de Araújo Lima

Eduardo Ferreira de Sousa

Universidade Federal da Paraíba - UFPB, Campus II, Centro de Ciências e Tecnologia -CCT,
Departamento de Engenharia Mecânica - DEM, CEP 50190-970,CxP .10069 Campina
Grande PB, Brasil.

laerte@dem.ufpb.br , edsousa@dem.ufpb.br

RESUMO

O objetivo do proposto artigo é de apresentar o que é uma empresa júnior, qual suas origens seus objetivo e em que tal empreendimento pode vir a beneficiar o estudante de graduação, além de mostrar a **filosofia, organização e estrutura da MCJ - Mecânica Consultoria Júnior, empresa júnior do curso de graduação em Engenharia Mecânica da UFPB -campus II, Campina Grande.**

Palavras – Chaves: Empresa Junior - Aluno – Empreendedorismo – Engenharia Mecânica.

1. DEFINIÇÃO

Por definição, temos que Empresa Júnior é uma associação civil , sem fins lucrativos constituída por alunos de graduação de estabelecimentos de ensino superior que presta serviços e desenvolve projetos para empresas, entidades e sociedade em geral nas suas áreas de atuação sob a supervisão de professores e profissionais especializados.

A Empresa Júnior tem a natureza de uma empresa real, com Diretoria Executiva, Conselho de Administração, estatuto, regimento etc, próprios, com uma gestão autônoma em relação à :

- ✓ Direção da Faculdade,
- ✓ Centro Acadêmico;
- ✓ Coordenação do Curso;
- ✓ Chefia do Departamento;

ou qualquer outra entidade acadêmica.

2. ORIGENS DO MOVIMENTO

A primeira Empresa Júnior surgiu na França em 1967, na ESSEC (*L'Ecole Supérieure des Sciences Economiques et Commerciales ,de Paris*) devido grande necessidade percebida

através de pesquisas e estudos de mercado e à necessidade dos acadêmicos em aplicar os conhecimentos teóricos vistos em sala de aula empresas juniores.

Desde então este movimento vem se difundindo e pode ser considerado como um fenômeno econômico e empresarial, atingindo um faturamento de 19 milhões de dólares em 16 empresas ,com mais de 5000 projetos e cerca de 1 200 membros trabalhando em projetos apenas na França.

O processo de internacionalização ocorreu em 1986 e hoje existem Empresas Juniores espalhadas por todo o mundo: Portugal, Espanha, Itália, Inglaterra, Eslovênia , Suíça, Alemanha, Holanda entre outros. A Europa conta hoje com uma Associação Européia de Empresas Juniores (JADE - *Júnior Association for Development in Europe*) e Confederações Nacionais em todos os países.

No Brasil, a idéia foi introduzida pela Câmara de Comércio França-Brasil em 1988. As primeiras Empresas Juniores começaram a surgir no final deste ano, com as Empresas Juniores da FGV (Fundação Getúlio Vargas) e da FAAP (Fundação Armando Álvares Penteado).

3. OBJETIVOS

As empresas juniores tem como objetivos principais:

- Proporcionar ao estudante aplicação prática de conhecimentos teóricos, relativos à área de formação profissional específica.
- Desenvolver o espírito crítico, analítico e empreendedor do aluno.
- Intensificar o relacionamento Empresa/Escola.
- Facilitar o ingresso de futuros profissionais no mercado, colocando-os em contato direto com o seu mercado de trabalho.
- Contribuir com a sociedade, através de prestação de serviços, proporcionando ao micro, pequeno e médio empresário especialmente, um trabalho de qualidade a preços acessíveis.
- Valorizar a instituição de ensino como um todo no mercado de trabalho.

4. CLIENTES

Os principais clientes das empresas juniores, são:

a)Aluno

É o principal cliente da Empresa Júnior, cuja missão é buscar seu desenvolvimento pessoal, profissional e acadêmico através da prestação de serviços de qualidade. Uma Empresa Júnior complementa a formação acadêmica de um estudante em vários aspectos, pois proporciona a ele experiências como :

- Administração de uma empresa;
- Organização do trabalho em equipe;
- Delegação de responsabilidades;
- Participação efetiva em reuniões de trabalho;
- Negociação com clientes, patrocinadores, fornecedores, parceiros;
- Exercícios de atividades financeiras e contábeis de uma empresa;
- Decisões sobre políticas de imagem e prospecção de negócios;

- Contato direto com problemas e situações da realidade empresarial;

b) Micro, pequenas e médias empresas

As Empresas Juniores tornam acessíveis os serviços de consultoria a este seguimento, uma vez que o custo de um projeto é bem inferior ao de uma empresa de consultoria de grande porte, já que as Empresas Juniores se utilizam exclusivamente de estudantes. A qualidade do serviço é garantida pela orientação dos professores das escolas onde estas empresas estão estabelecidas, ou ainda pelo auxílio de profissionais da área.

c) Instituição de Ensino

As Instituições de Ensino Superior do Brasil, que contam com Empresas Juniores, além da possibilidade de oferecer uma oportunidade diferenciada de desenvolvimento para o aluno, são favorecidas pela divulgação que o trabalho da Empresa Júnior garante ao seu nome.

5. PROCESSO DE CRIAÇÃO

O trabalho de implantação de uma Empresa Júnior requer uma postura bastante profissional por parte dos alunos interessados, que devem ter responsabilidade e espírito empreendedor. Faz-se uma divisão de tarefas entre o grupo empreendedor.

É recomendável, também, que o projeto de criação da Empresa Júnior seja apresentado para discussão junto à Direção da Faculdade, Corpo Docente e Corpo Discente, a partir de uma proposta bem definida.

Na exposição do projeto aos membros da faculdade, é necessário que seja bastante enfatizado os objetivos da Empresa Júnior e as vantagens que ela poderá trazer para a instituição de ensino, professores e alunos.

Tudo isto é muito importante para se obter a estrutura e apoio da faculdade, e também serve como uma primeira atividade de Marketing interno da Empresa Júnior frente a professores e alunos.

6. O PROFISSIONAL E O CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA, NA UFPB, CAMPUS II.

Ao profissional da engenharia mecânica compete projetar motores, máquinas, instalações, veículos e outros produtos das indústrias mecânicas, preparando e fiscalizando a fabricação, a montagem, o funcionamento e a manutenção das mesmas. Estuda a natureza dos materiais empregados na construção de máquinas, prevendo seus custos prováveis e os meios de produção. Determina os processos de fabricação e inspeciona a parte técnica da produção, e projeta sistemas de ar condicionado, calefação e refrigeração, além de submeter à prova instalações mecânicas, para conferir sua segurança e eficiência, e verificar se correspondem às especificações do projeto. Também assessora a instalação mecânica e o funcionamento de indústrias, colaborando com a administração na observação de legislação e no comércio.

Ao integralizar o Curso de Engenharia Mecânica, o aluno recebe o título de Engenheiro Mecânico. Esta integralização pode ser feita em um prazo mínimo de 4 (quatro) e máximo de 9 (nove) anos. A UFPB oferece 02 (dois) Cursos de Engenharia Mecânica, um no Campus I (João-Pessoa), e outro no Campus II (Campina Grande). Neste último em particular com

cerca de 60 (sessenta) vagas sendo distribuídas em duas chamadas de 30 cada. No último provão realizado pelo MEC, o curso obteve nota C.

7. A PROPOSTA DA MCJ, MECÂNICA CONSULTORIA JÚNIOR, EMPRESA JÚNIOR DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA UFPB CAMPUS II.

Vendo o crescimento do movimento de Empresas Juniores dentro da UFPB, um grupo de alunos do curso de Eng. Mecânica, cursando na sua maioria o 6º período, tomou a iniciativa e resolveu unir-se para elaborar um projeto de implantação da **Empresa Júnior de Engenharia Mecânica**.

A idéia da criação da MCJ, partiu da necessidade de aplicar os conhecimentos adquiridos no desenvolver do curso, na prática, em projetos de pequenos e médios porte que estejam na área de atuação da Eng Mecânica.

Como a empresa Júnior é formada e gerida pelos próprios alunos de graduação, ela serve como uma alternativa de formação profissional. Os alunos aprimoram seus conhecimentos técnicos e desenvolvem o espírito empreendedor a partir dos primeiros períodos do curso, aprendendo a trabalhar em equipe e se relacionando diretamente com o mercado de trabalho através de seus projetos.

Baseado neste pressuposto, foi elaborado um estatuto, tomando com exemplo outros já existentes, mas adaptados ao tipo de organização que queremos implantar, que traz as diretrizes básicas da empresa tais como:

- ✓ Objetivo da empresa;
- ✓ Organização estrutural;
- ✓ Divisão administrativa;
- ✓ Definição de membros constituintes;
- ✓ Competência e atribuições dos membros constituintes;
- ✓ Definição dos Tutores;

A MCJ, com 9 (nove) meses de operação, conta hoje com um número de 52 (cinquenta e dois) associados representando cerca de 15% dos alunos regularmente matriculados na graduação de Eng. Mecânica até o presente momento, um número razoável, tendo em vista a dificuldade de despertar o interesse do alunado em participar do movimento de empresas juniores, pelo mesmo ser relativamente jovem no âmbito da UFPB, e em especial no Campus II, e por ainda não ter o apoio devido da instituição. Mas inerente a este fato a MCJ já mostra resultados de relevância, mesmo sendo uma empresa ainda em fase de maturação. Esse resultados podem ser observados à seguir:

- A Assembléia Geral (11/09/99) para Fundação, aprovação do Estatuto, Eleição e Posse da Diretoria;
- Aquisição de Ambiente Físico, Material de Expediente e Equipamentos;
- Legalização de toda a documentação da Empresa:(CNPJ, Inscrição Municipal, Alvará de Saúde, DIPJ);
- Criação da *Home-Page*: www.dem.ufpb.br/mcj
- Assinaturas de Convênios e Parcerias com o **IEL-NRPB** e **SEBRAE/PB**.
- Promoção de Eventos que contribuem para o engrandecimento do curso de Eng., Mecânica: tais como:
 - Palestras " A Engenharia e suas Tendências ", promovidas em parceria com o programa Conselheiro Master do **IEL**;

- I Semana de Produção Discente de Eng. Mecânica com palestras direcionadas ao público da Eng. Mecânica, além de mini-cursos e amostra dos trabalhos de Pesquisa, Ensino e Extensão do Departamento;
- Cursos de Capacitação em Consultoria para os membros da Diretoria e Associados, em parceria com o **IEL** e o **Paqtc**;
- Visitas Técnicas a empresas da região;
- Divulgação das ações da MCJ dentro e fora da Universidade dos meios de comunicação: **TV Paraíba**(11/08/99), **Jornal Correio da Paraíba** e **Diário da Borborema**(09/01/00), Edições do **Jornal CCT Hoje** (09/99; 11/99, 04/00), **Jornal Assessoria de Informação em Marketing - ASSIM-** (02/09/99);
- Patrocínio para o Projeto **Mini-Baja 2000**, junto à Prefeitura Municipal de Campina Grande;
- Consultoria para à **Metalúrgica Pacheco** (Estudo de Layout e PCP);
- Consultorias nas Caldeiras do **Restaurante Universitário** da **UFPB**(Manutenção e Inspeções de Segurança);
- Consultoria para à **Prefeitura Municipal de Campina Grande** (redução de custos na sua frota veicular);
- Consultoria e Assessoria à Companhia e **Indústria de Cerâmica - CINCERA** (redução de custos e aumento da produtividade);
- Estágio de um associado por meio da **MCJ** no **Shopping Iguatemi** (Manutenção e Desenvolvimento de Projetos).

7.1-Filosofia

A MCJ, tem como filosofia “ *Capacitar o aluno de engenharia mecânica para o mercado de trabalho, através do desenvolvimento de atividades nas quais o aluno, ainda como graduando, possa trabalhar junto a empresas desenvolvendo seus conhecimentos adquiridos na graduação tendo assim contato direto com o mercado de trabalho, favorecendo o seu amadurecimento profissional*”

7.2- Estrutura organizacional

“*Uma organização é um produto da combinação de esforços individuais, visando a realização de propósitos coletivos. Por meio de uma organização, torna-se possível perseguir e alcançar objetivos que seriam inatingíveis para um pessoa.*”, MAXIMINIANO em Introdução a Administração.

Baseado em tal princípio , a estrutura organizacional da MCJ foi elaborada tendo como base o modelo não burocratizado, este modelo corresponde às organizações que procuram reduzir ao mínimo indispensável a formalidade e a impessoalidade. Organizações deste tipo são chamadas orgânicas, elas dão maior ênfase ao sistema social. Algumas de suas características são as seguintes:

- Processos de administração de pessoal informalizados;
- A seleção faz-se em boa parte por meio de contatos pessoais, embora os interessados estejam em igualdade de condições.
- Processo de decisão inerente a chefes e subordinados, que são encorajados a compartilhar a responsabilidade de fazer escolhas.
- Reduzido nível de especialização: as pessoas desempenham tarefas de escopo amplo, ocupando cargos com responsabilidades definidas de forma vaga.

- Critérios de departamentalização heterogêneos: a organização procura usar tantos modelos quantos forem adequados para suas diversas atividades e missões.
- Pequeno número de pessoas subordinadas a um chefe qualquer: a amplitude de controle é pequena e, conseqüentemente, a autoridade é descentralizada.
- Processo de motivação que enfatiza a iniciativa e a autodeterminação.
- Comunicações preponderantemente informais e multidirecionais.

Dentre outros.

LIKERT, em *The human organization*, tem muita simpatia pelo sistema não burocrático em vista do burocrático, uma vez que ele identificou organizações mais eficazes, aquelas que são mais rentáveis e produtivas e que, ao mesmo tempo, tem os colaboradores mais satisfeitos e motivados.

A estrutura organizacional da MCJ, é composta de 08 diretorias, sendo elas:

I – Diretoria Administrativa;
II - Diretoria Contábil- financeira
III - Diretoria de Marketing;
IV - Diretoria da área de Expressão Gráfica;
V - Diretoria da área de Materiais e Processos de Fabricação;

VI - Diretoria da área de Produção;
VII - Diretoria da área de Projetos Mecânicos;
VIII - Diretoria da área de Térmicas e Fluidos;

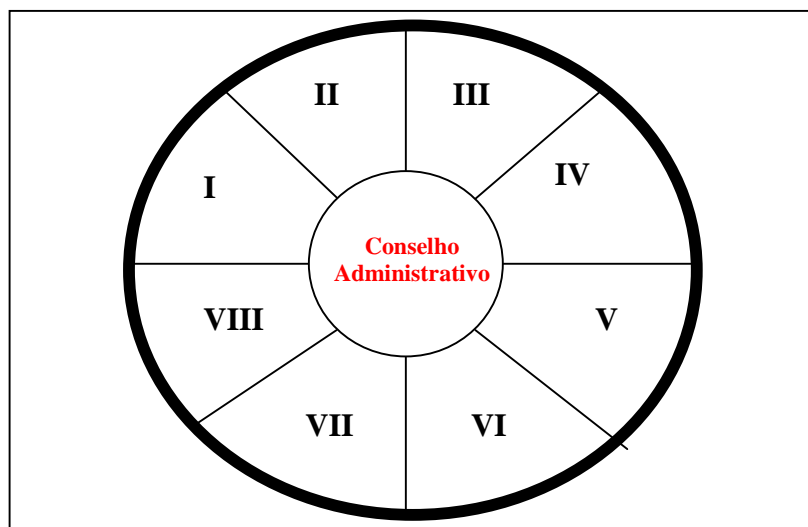


Figura 1. Organograma administrativo da MCJ.

Os membros constituintes da Empresa júnior são classificados em duas categorias:

I - Membros efetivos: estudantes de Engenharia Mecânica , UFPB – Campus II , regularmente matriculados e devidamente cadastrados na Empresa júnior

II - Membros colaboradores: Toda pessoa jurídica que, interessada na integração Universidade / Mercado, e na difusão de serviços prestados pela **empresa júnior** contribua com suporte técnico e/ou financeiro para a condução de suas atividades e consecução de suas finalidades;

Para cada área do curso de Engenharia Mecânica ,foram designados “*Diretores*”, que serão responsáveis pelo acompanhamento dos projetos junto com os tutores, que podem

auxiliar no desenvolvimento e elaboração de projeto ou determinarem outros professores mais qualificados para isso.

Para minimizar o problema da falta de experiência de administração e organização, foi criado um sistema de tutoria, onde professores de experiência relevante nas cinco áreas de atuação da engenharia mecânica, foram convidados, para serem os consultores diretos da empresa, para os desenvolvimentos de projetos e consultorias, não impedindo que qualquer outro professor possa vir a prestar tal ajuda.

Nenhum membro da diretoria será remunerado pelo seu trabalho na empresa, só será remunerado o aluno que foi escolhido entre os associados da empresa para o desenvolvimento do projeto. Uma vez da execução do projeto, cabe aos tutores e diretorias determinar :

- ✓ Duração do Projeto;
- ✓ Áreas de atuação do projeto;
- ✓ Custo do Projeto;
- ✓ Número de alunos envolvidos;
- ✓ Pré requisitos mínimos para o aluno desenvolver o projeto;

Durante a escolha do aluno para o projeto, será aberto espaço para um aluno iniciante do curso, (até o 3º período), de acompanhar o projeto, sem remuneração, exclusivamente a título de ganho de experiência.

8. CONCLUSÃO

Conclui-se portanto que as empresas juniores são uma realidade e provam isto com a realização trabalhos de excelências em seus campos , superando todas as barreiras e ganhando espaço no mercado. A medida que cresce o número de empresas juniores no Brasil, o empresariado fica mais consciente do potencial dos alunos vindos de instituições como estas, tornando-se assim, um diferencial, que poderá facilitar o ingresso do profissional no mercado de trabalho. A MCJ mostra muita maturidade e responsabilidade nas atividades desenvolvidas, o reflexo do prestígio alcançado pode ser comprovado por meio das consultorias já prestadas. Com o crescimento da MCJ, o departamento e o curso de graduação em Eng. Mecânica passaram a ser mais valorizados na universidade e conseqüentemente os seus alunos no mercado de trabalho, aproximando assim a universidade da sociedade.

9. AGRADECIMENTOS

Agradecemos a todos, **CCT** -Centro de Ciências e Tecnologia, **DEM** -Departamento de Eng Mecânica, **CEM** - Coordenação de Eng. Mecânica, **PRAI** - Pró Reitoria para Assuntos do Interior, **PRAC** –Pró Reitoria para Assuntos Comunitários, **IEL/PB** –Instituto Euvaldo Lodi,, professores, funcionários e alunos dentre outros, que tornaram possível a criação da **MCJ** –*Mecânica Consultoria Júnior*, e desde então vem ajudando e estimulando tal empreendimento.

10. REFERÊNCIAS

- **BAZZO**, Walter Antônio. *Introdução à Engenharia*. 5º Edição – Florianópolis. Ed da UFSC. 1997, 266 pág.
- **LIKERT**, Rensis. *The human organization*, New York, McGraw-Hill, 1967, 201pág.
- **MAXIMINIANO**, Antônio César Amaru, *Introdução à Administração*. 2º Edição, São Paulo, Editora Atlas. 315 pág.
- **REVISTA DO PROVÃO**, *A universidade e o profissional do futuro*. N° 04, Brasília 1999. 66 pág.

PROJETO“SAÚDE E SEGURANÇA NO TRABALHO”, UMA PROPOSTA DE ATIVIDADE EXTENSIONISTA ENTRE UNIVERSIDADE / EMPRESA

Jader Morais Borges

Laerte de Araújo Lima

Universidade Federal da Paraíba, Centro de Ciências e Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 58109-907, Paraíba, PB, Brasil. E-mail: jader@dem.ufpb.br
laerte@dem.ufpb.br

Resumo

Percebe-se hoje a grande necessidade da universidade em desenvolver, junto a iniciativa privada, programas que estimulem a participação dos estudantes de graduação, e que abram novos horizontes para o relacionamento universidade-empresas. Tentando suprir esta necessidade, o projeto de extensão“Saúde e Segurança no Trabalho”, vem sendo desenvolvido pelo DEM / UFPB / CCT / PROBEX, Campus II, Campina Grande, em convênio com o IEL, realizando um trabalho educativo dentro de empresas da região, permitindo que haja cada vez mais trabalhadores e empresários conscientes da importância da **Saúde e Segurança no Trabalho**. Na universidade e nas empresas, os alunos do projeto desenvolvem campanhas e palestras relativas ao tema, como também de melhorias em determinados pontos da Segurança no Trabalho nas empresas atingidas, tais como: determinação dos agentes ambientais incidentes no ambiente laboral; observância, nos postos de trabalho, das normas de segurança; confecção de mapa de risco; estudo do layout e da sinalização de segurança.

Palavras Chaves: Saúde e Segurança no Trabalho, conscientização, extensão, integração, capacitação

1.INTRODUÇÃO

Sabe-se hoje, que Saúde e Segurança são imprescindíveis quando o propósito é manter um ambiente de trabalho saudável e produtivo. Tais questões estão diretamente ligadas à valorização do elemento humano como primordial para o sucesso de qualquer organização.

Em um mundo em que, a cada dia, são crescentes as descobertas e inovações tecnológicas, a disseminação de informações sobre a prevenção de acidentes e doenças do trabalho se torna decisiva para que a qualidade de vida no ambiente de trabalho seja valorizada.

O trabalho educativo dentro das empresas é de extrema importância, uma vez que permite que haja cada vez mais trabalhadores e empresários conscientes da importância da Saúde e Segurança do Trabalho.

Considerando sua grande responsabilidade social, é indispensável que a indústria e os órgãos institucionais brasileiros se preocupem com a promoção de iniciativas que possibilitem a redução de problemas tão graves.

Diante de tal realidade, e observando a carência e o interesse das empresas da região no que diz respeito a melhoria das condições de higiene e segurança no trabalho, há a necessidade de se criar uma parceria entre universidade-empresa para o desenvolvimento de ações conjuntas que visam melhorias para o setor produtivo, bem como um estímulo maior as atividades em empresas de estudantes de graduação, adquirindo assim mais vivência e experiência no mercado de trabalho.

NÉRICI *et al* Leopoldo Maupas diz que “A universidade deve ser, também, uma escola da comunidade, uma vez que tem por dever atender as necessidades da comunidade em que se localiza. Assim, a universidade, em seus estudos, deve partir do particular (problemas concretos da comunidade), dirigir-se ao universal (estudos dos mesmos problemas em outras partes e outros países em caráter geral) e voltar ao particular (visando resolver ou atenuar as dificuldades da comunidade).”

Para tentar suprir tais necessidades foi desenvolvido o presente projeto de extensão, que está inserido dentro da nova filosofia da UFPB/CCT/DEM e conta com o total apoio do IEL/PB, para o desenvolvimento de suas atividades

2.OBJETIVOS

Objetivo geral:

Desenvolver uma conscientização nos empresários, empregados e comunidade universitária, a respeito da importância de alguns fatores ligados à Saúde e Segurança do Trabalho.

Objetivos específicos:

- Determinação dos agentes prejudiciais à saúde que incidem no ambiente laboral;
- Conscientização dos empregados e empregadores, sobre a importância da Saúde e Segurança no trabalho;
- Observância, nos locais de trabalho, das normas de segurança;
- Confecção, a partir da determinação dos agentes ambientais, do mapa de risco para as empresas pesquisadas;
- Estudo do *lay-out* a fim de observar aspectos de não conformidade com as condições de segurança;
- Aplicação dos resultados obtidos durante a pesquisa nas disciplinas e cursos relacionados à Saúde e Segurança do Trabalho, ministrados pela Universidade;
- Desenvolvimento de uma home page para divulgação de temas relativos a segurança no trabalho em âmbito nacional e internacional.

3.A EMPRESA E A ATIVIDADE LABORAL DE BENEFICIAMENTO DE GRANITO

O projeto está se desenvolvendo em uma empresa de extração e beneficiamento de granito, localizada na cidade de Campina Grande (PB).

A empresa conta no seu quadro, com 62 funcionário, trabalhando em três turnos, e tem como produtos chapas e ladrilhos de granito, que são vendidos para construtoras do nordeste e do sul do país e exportados para a Europa. Trabalhando com tecnologia de ponta, importando da Itália e Alemanha as mais modernas máquinas, a empresa sentiu a necessidade de se adequar às normas regulamentadoras de segurança no trabalho (NR's) e de capacitar seus empregados, melhorando assim a segurança em seus ambientes laborais.

Para uma melhor compreensão do processo de beneficiamento do granito, veja a figura 1.

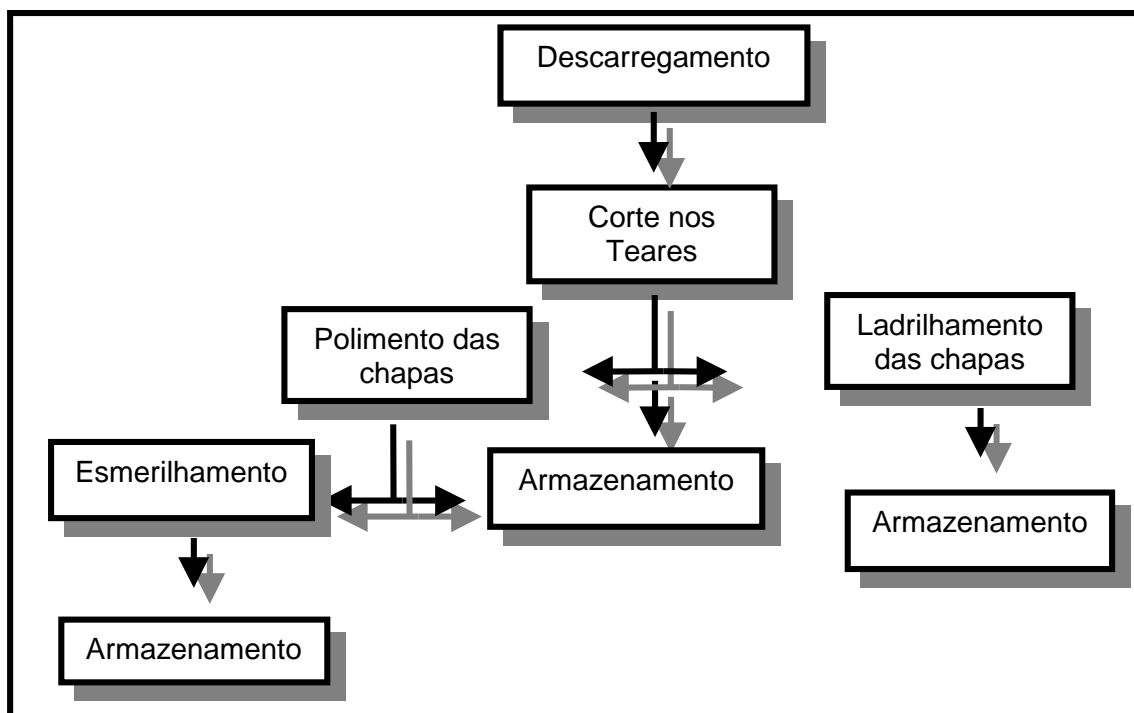


Figura 1. Organograma do beneficiamento dos blocos de granito

4. ATIVIDADES NA EMPRESA

O passo inicial do projeto na empresa, foi a apresentação do projeto e a consolidação do compromisso entre a diretoria e a equipe do projeto para o desenvolvimento do mesmo, uma vez que é essencial o comprometimento da administração para com as atividades desenvolvidas.

Cada setor da empresa foi visitado e observado por um determinado período de tempo, a fim de fazer um levantamento dos aspectos causadores de possíveis acidentes. Os setores observados foram:

- Corte com fresa computadorizada;
- Transporte de cargas;
- Corte com fresa manual;
- Polimento;
- Teares;
- Armazenamento.
- Escritórios

Pôde-se notar, a partir destas observações, o perfil da mão-de-obra da empresa, em sua totalidade formada por alunos de SENAC, com o primeiro grau de escolaridade e com média de idade de 25 anos.

Estas observações preliminares foram importantes para o conhecimento das reais condições de trabalho nos setores da empresa, bem como para identificar as principais fontes geradoras de riscos, estabelecendo com isso, um roteiro de atuação que nortearia toda a execução do projeto.

Dentre as atividades desenvolvidas até o momento, podem-se ainda destacar:

- Estudo do layout e desenvolvimento da sinalização de segurança;

- Desenvolvimento dos mapas de risco por setor;
- Conscientização, através de palestras, dos funcionários.

O estudo do *lay-out* da fábrica foi realizado tomando como base a ampliação que a empresa estava sofrendo, devido a incorporação de uma nova linha de produtos. Como resultado final, foi apresentado, em planta, uma proposta de sinalização considerando os aspectos de riscos existentes na fábrica.

Em paralelo ao desenvolvimento do *lay-out*, foi elaborado um modelo de mapa de risco a ser adotado por todos os setores da empresa. O Mapa de riscos tem como objetivos :

- Reunir as informações necessárias para estabelecer o diagnóstico da situação de segurança e saúde no trabalho na empresa;
- Possibilitar, durante a sua elaboração, a troca e divulgação de informações entre os trabalhadores, bem como estimular sua participação nas atividades de prevenção.

Deve-se destacar, ainda, que para o desenvolvimento de qualquer programa de segurança, é fundamental a importância de campanhas de conscientização dos funcionários sobre questões relacionadas à higiene e segurança.

Diante disto, dentro das atividades do projeto, reservou-se atenção especial às campanhas de conscientização, sobre forma de palestras inseridas dentro da programação das reuniões setoriais semanais da empresa.

As palestras enfatizavam aspectos de higiene e segurança dos locais de trabalho da fábrica, mostrando através de exemplos práticos, situações de riscos aos quais os funcionários estavam expostos, bem como algumas formas de prevenção a serem adotadas.

5.ATIVIDADES NA UNIVERSIDADE

As atividades desenvolvidas na universidade, têm como objetivo principal criar uma conscientização na comunidade universitária, uma vez que a UFPB, é um centro de excelência na formação de engenheiros e é de extrema necessidade que estes profissionais saiam para o mercado de emprego conscientes a respeito da segurança nos ambiente de trabalho. Esta conscientização é feita através de palestras, mini-cursos e campanhas realizadas no âmbito da Universidade.

Os mini-cursos, com duração de 18 horas, foram ministrados por especialistas do próprio departamento, além de médicos do trabalho do SESMT/UFPB e advogados trabalhistas da OAB / Campina Grande, abordando aspectos introdutórios gerais ao tema, tais como:

- | | |
|--|--|
| • Histórico sobre Saúde e Segurança no Trabalho; | • Proteção contra incêndios; |
| • Acidentes de trabalho; | • Noções de primeiros socorros e doenças ocupacionais; |
| • Agentes Ambientais, | • Acidente de trabalho do ponto de vista jurídico; |
| • Linhas de defesa do trabalhador; | • A Qualidade e a Segurança no Trabalho |
| • Equipamento de Proteção individual e Coletivo; | |

Verificou-se nos mini-cursos a presença de um público bastante eclético, formado por pessoas de diversas áreas (Tecnologia, Humanas, Saúde), mostrando a grande interdisciplinidade do tema. Os mini-cursos atenderam no total, um público de 85 pessoas, em suas duas versões.

A seguir é apresentado o resultado das avaliações dos mini-cursos.

Tabela 1. Resultados da avaliação dos mini-cursos.

	Ótimo	Bom	Satisfatório	Regular	Péssimo
Acesso	24%	30%	18%	10%	18%
Equipe	42%	48%	10%	#	#
Explicação	47%	50%	3%	#	#
Horário	30%	33%	20%	11%	#
Infra-estrut.	77%	9%	6%	5%	3%
Material	21%	53%	23%	3%	#
Assuntos	50%	47%	3%	#	#

Sabendo que a internet, como meio de divulgação de informações tecnológicas, é hoje uma arma poderosa e fundamental em um contexto acadêmico contemporâneo e não podendo fugir desta realidade, foi desenvolvida uma *home-page* para o projeto, com o objetivo de difundir entre a comunidade virtual, noções iniciais relativas a Saúde e Segurança no Trabalho, bem como deixa-los inteirados do desenvolvimento do projeto.

A página é também uma fonte de pesquisa, pois lá estão disponíveis os TCC's (Trabalhos de Conclusão de Curso) e as dissertações sobre Segurança, do Curso de Especialização em Engenharia de Segurança do Trabalho, como também artigos publicados em congressos.

www.dem.ufpb.br/sst

A página do projeto é composta de 09 *links*:

🔗 **Probex:**

🔗 **Projeto:**

🔗 **Equipe:**

🔗 **Agentes:**

🔗 **Mapas de Risco:**

🔗 **Normas:**

🔗 **Relatórios:**

🔗 **Novidades**

- Calendário

- Trabalhos

- Artigos

🔗 **Links**

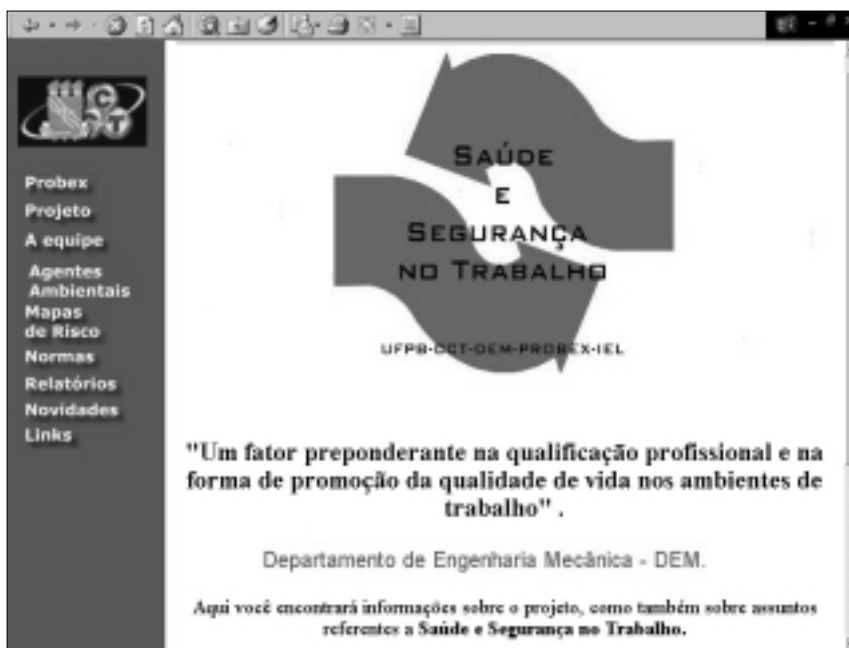


Figura 2. Página inicial do *site* do projeto.

6. CONCLUSÃO

A Saúde e Segurança nos locais de trabalho é uma questão tão importante e básica quando o intuito é preservar a vida humana, principalmente de nossos trabalhadores.

Nesta perspectiva, o projeto tem procurado suprir as deficiências das empresas quanto às informações necessárias para a realização de melhorias da segurança no trabalho em seus ambientes laborais, tornando-se assim, mais um importante meio de disseminação de conhecimentos sobre o tema, conseguindo estreitar parcerias com o setor produtivo e com entidades de cunho institucional (IEL, SESI, SENAI), além de estimular o envolvimento de alunos em tais parcerias, contribuindo para o estímulo e a qualificação dos mesmos, além de contribuir para processo de formação de cidadãos, além de estreitar as relações entre universidade/empresa, para o desenvolvimento de outros projetos que possam viabilizar a participação dos alunos de graduação, trazendo para os mesmos mais experiência.

Por fim, espera-se que tal iniciativa venha a despertar o interesse da comunidade em geral para o desenvolvimento de projetos similares a este, em todos os campus da universidade. A avaliação que se tem do programa é que o mesmo tem efetivamente contribuído para o fortalecimento de extensão universitária, além de estimular e qualificar a participação dos alunos em tais projetos.

7. REFERÊNCIAS

- CAMPANHOLE, Hilto Lobo. **Consolidação das Leis de Trabalho e legislação complementar**. 100 ed. São Paulo, Atlas, 1998. 867pp.
- BRAGA, W. **Design of a Virtual Engineering Course**, Anais do 4th International Conference on Computer Aided Learning and Instruction in Science and Engineering, CALISCE '98, Chalmers University of Technology, Göteborg, Suíça, páginas 313-318, 1998.
- DORLEI, Leonir Hilgert, 1997, "Universidade e empresa: a responsabilidade do professor na difícil missão de aproximar duas entidades, dependentes e complementares, que andam em trilhas distantes. Anais do ENEGEP 1997, CD-ROM 01, Gramado RS, Brasil.
- FALCÃO, Roberto José Kassab. **Tecnologia de Proteção contra Incêndios**. Rio de Janeiro: Edição do autor, 1995. 762p.
- GONÇALVES, Edwar Abreu. **Segurança no trabalho em 1200 perguntas e respostas**. 2 Edição- São Paulo: Ltr, 1998, 576p.
- IIDA, Itiro. **Ergonomia - Projeto e Produção**, Editora Edgard Bludcher Ltda., 1991, 465p
- PACHECO JÚNIOR, Waldemar. **Qualidade na segurança e Higiene do Trabalho: Série SHT 9000, Normas para Gestão e Garantia da Segurança e Higiene do Trabalho**. São Paulo, Edit. Atlas S.A -1995.
- PIAZA, Fábio de Toledo. **Informações básicas sobre Segurança e Saúde no Trabalho**. São Paulo: CIPA, 1997, 118p.
- SOUNIS, Emílio. **Manual de Higiene e Medicina do Trabalho**, São Paulo: Editora Ícone, 1991.
- TAVARES, José da Cunha. **Noções de Prevenção e Controle de perdas em Segurança do Trabalho**- Série Apontamentos, Editora SENAC- SP, 1996. 124p.

INVESTIGAÇÃO SOBRE COMPORTAMENTOS LOCALIZADOS EM UMA SÉRIE TEMPORAL COM COMPORTAMENTO IRREGULAR

Humberto Camargo Piccoli

Fundação Universidade Federal do Rio Grande, Departamento de Materiais e Construção, 96201-900, Rio Grande, RS, Brasil. E-mail: piccoli@dmc.furg.br

Resumo

Este trabalho apresenta uma investigação de uma série temporal que exhibe comportamentos não linear e linear em diferentes intervalos de tempo. Além da tradicional análise espectral, realizada em ambos os intervalos observados bem como nos intervalos de transição, foram também utilizadas ferramentas de análise não linear, com a reconstrução do espaço de estado por meio das coordenadas de espera, construção de diagramas de Poincaré e cálculo de expoentes de Lyapunov para a identificação das diferenças de comportamento. Embora os resultados da análise espectral e os diagramas de Poincaré tenham demonstrado significativas diferenças nos diferentes intervalos, os expoentes de Lyapunov não foram influenciados pelo intervalo de comportamento linear.

Palavras-chave: séries temporais, caos, expoentes de Lyapunov, diagramas de Poincaré, análise espectral.

1. INTRODUÇÃO

Em um trabalho anterior foi realizada uma investigação sobre o comportamento das vibrações laterais de um rotor vertical sujeito a “rubbing” que apresentavam espectros com conteúdos de banda larga (Piccoli, 1994, Piccoli e Weber, 1998). A possibilidade de movimento caótico em rotores sujeitos a “rubbing” foi amplamente sugerido na literatura (Szczygielski e Schweitzer, 1985, Ehrich, 1992 e Müller e Bajkowski, 1993). O trabalho de Li e Paidoussis (1994) simulando o comportamento dinâmico de um rotor tocando um obstáculo é também uma importante contribuição apesar de não considerar a rigidez e o amortecimento do sistema rotor-estator em um modelo inicial. A nossa atenção esteve concentrada na identificação de comportamento caótico diretamente das medições do movimento vibratório.

Este trabalho apresenta uma nova abordagem da análise do movimento lateral de um rotor vertical sujeito a “rubbing”. Uma análise mais ampla, embora utilizando as mesmas ferramentas foi desenvolvida com o objetivo de confirmar alguns resultados e explorar mais profundamente algumas observações realizadas posteriormente. Em especial, foi constatada uma diferença de comportamento em uma das medições que havia apresentado um comportamento caótico. O sistema mostra comportamento irregular durante parte do movimento e ocorre uma transição para um movimento regular e, posteriormente, uma nova transição para comportamento irregular. O sinal observado integralmente foi analisado

anteriormente e o comportamento foi identificado como caótico. Agora procura-se mostrar as diferenças entre a análise de toda a série temporal e os dois regimes distintos. As técnicas utilizadas para o estudo foram as tradicionais transformadas de Fourier e reconstrução do espaço de estado pelas coordenadas de espera (delay coordinates) para o cálculo das características caóticas do sinal medido. A partir desta reconstrução foram construídos diagramas de Poincaré e calculados expoentes de Lyapunov, utilizando-se o programa TISEAN (Hegger *et alli*, 1999).

2. CONSIDERAÇÕES TEÓRICAS

A técnica de reconstrução do espaço de estado através das coordenadas de espera foi desenvolvida através de um conjunto de trabalhos realizados nas duas últimas décadas (Takens, 1981, Packard *et alli*, 1981, Eckmann e Ruelle, 1985).

Se a série temporal proveniente das medições realizadas é representada por $s(n)$, $n = (d-1)\tau+1, \dots, N$, onde N é o número total de pontos da série, então o vetor no espaço de estado reconstruído é dado por

$$y(n) = \{s(n), s(n-\tau), \dots, s(n-(d-1)\tau)\}^T \quad (1)$$

onde o sobrescrito T indica a transposta da matriz, τ e d são os parâmetros de mergulho.

O tempo de espera τ é um múltiplo inteiro do intervalo de amostragem não devendo ser tão pequeno que a correlação entre os pontos seja muito alta e nem muito grande que toda a informação que relaciona os dois pontos tenha sido completamente perdida. Dentre as técnicas possíveis para calcular τ a mais utilizada na literatura é a que utiliza a informação mútua média (Fraser, 1989), dada por

$$I(\tau) = \sum_{n=1}^N P(s(n), s(n+\tau)) \log_2 \left[\frac{P(s(n), s(n+\tau))}{P(s(n))P(s(n+\tau))} \right] \quad (2)$$

onde $P(s(n))$ é a probabilidade de ocorrer uma medição $s(n)$, $P(s(n+\tau))$ é a probabilidade de ocorrer uma medição $s(n+\tau)$, e $P(s(n), s(n+\tau))$ é a probabilidade de ocorrerem simultaneamente as medições $s(n)$ e $s(n+\tau)$. O valor do tempo de espera escolhido é o correspondente ao primeiro mínimo local da curva da informação mútua média *versus* o tempo de espera. Geralmente, este primeiro mínimo local é bem determinado, entretanto, em alguns casos ele pode ser difícil de ser localizado. Em tais casos Fraser (1989) sugere que se escolha o valor correspondente a 1/5 do valor inicial. Isto também não é sempre eficiente. Nestas circunstâncias podem ser utilizadas alternativas como a função de autocorrelação ou a observação da topologia para valores localizados na região do primeiro mínimo local.

A dimensão de mergulho é obtida pelo método dos vizinhos falsos que está baseado na procura por um espaço de estado de dimensão d que apresente pontos que são observados como vizinhos devido exclusivamente à sua proximidade e não devido a uma observação de um atrator através de uma janela com uma dimensão insuficiente. Em outras palavras: não existem falsos cruzamentos ou aproximações da trajetória no espaço de estado reconstruído.

Após a reconstrução do espaço de estado pode ser realizada uma análise topológica através de diagramas de Poincaré.

O comportamento caótico pode ser quantificado calculando-se, dentre outros, os expoentes de Lyapunov. São os expoentes característicos associados a uma medida invariante. Eles são importante na identificação do movimento caótico em virtude da possibilidade dos mesmos serem calculados diretamente a partir dos dados experimentais e serem de fácil

interpretação. Um sistema apresentando comportamento caótico possui pelo menos um expoente de Lyapunov positivo.

A origem dos expoentes de Lyapunov está no teorema de Oseledec (1968), que estabelece que, se uma evolução no espaço de estado, dada pelo mapa

$$y(n+1) = F(y(n)) \quad (3)$$

é conhecida e, se alguns requisitos matemáticos adicionais são cumpridos, é possível construir a matriz

$$\Lambda = \lim_{n \rightarrow \infty} \left(DF^n(y(0)) DF^n(y(0))^T \right)^{1/2n} \quad (4)$$

conhecida como matriz de *Oseledec* (D é um operador diferencial). Se $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ são os autovalores de Λ , os expoentes de Lyapunov associados são

$$\lambda_1 = \log|\alpha_1|, \lambda_2 = \log|\alpha_2|, \dots, \lambda_n = \log|\alpha_n|. \quad (5)$$

O expoente de Lyapunov dominante (máximo) pode ser estimado através da observação da evolução de pontos encontrados dentro de uma vizinhança no espaço de estado (muito próximos, pequenas perturbações). As trajetórias dos pontos observados devem separar-se com a evolução de forma que a sua distância cresça exponencialmente. Considerando-se dois pontos que visitam o espaço de estado em um determinado instante muito próximos y e y' e sendo a distância entre os mesmos igual a $\Delta_0 = y_0 - y'_0$, que ser observada depois de transcorridas um número j de iterações, tornando-se $\Delta_j = y_j - y'_j$. Encontra-se que $|\Delta_j| \approx \Delta_0 e^{\lambda j}$ onde λ é o maior expoente de Lyapunov. Com base nisso, é possível calcular a função

$$S(\varepsilon, d, \tau) = \left\langle \ln \left(\frac{1}{|U_j|} \sum_{y', e^{U_j}} |y_{j+\tau} - y'_{j+\tau}| \right) \right\rangle_j \quad (6)$$

onde U_j é a vizinhança do ponto y_j e ε é o tamanho da vizinhança. A inclinação de S é uma robusta estimativa do máximo expoente de Lyapunov.

3. ANÁLISE DOS SINAIS

Inicialmente, observa-se que os sinais medidos apresentam comportamentos distintos em diferentes intervalos de tempo: do início da medição até aproximadamente 152 segundos a série temporal mostra um comportamento irregular, passando então por uma transição que conduz a um comportamento regular (Fig. 1). Isto acontece nas medições realizadas em ambas as direções ortogonais radiais (x e y).

A análise das figuras 1a e 1b mostra uma transição rápida de um regime irregular para um regular com maiores amplitudes. O retorno ao regime irregular, entretanto, passa por uma transição em que ocorre uma modulação entre 194 e 197 segundos (figuras 1c e 1d). Como os comportamentos nas duas direções foram similares os resultados que serão apresentados a

seguir serão exclusivamente obtidos das medições na direção x para efeito de maior brevidade. Toda análise também foi realizada na direção y apresentando resultados idênticos.

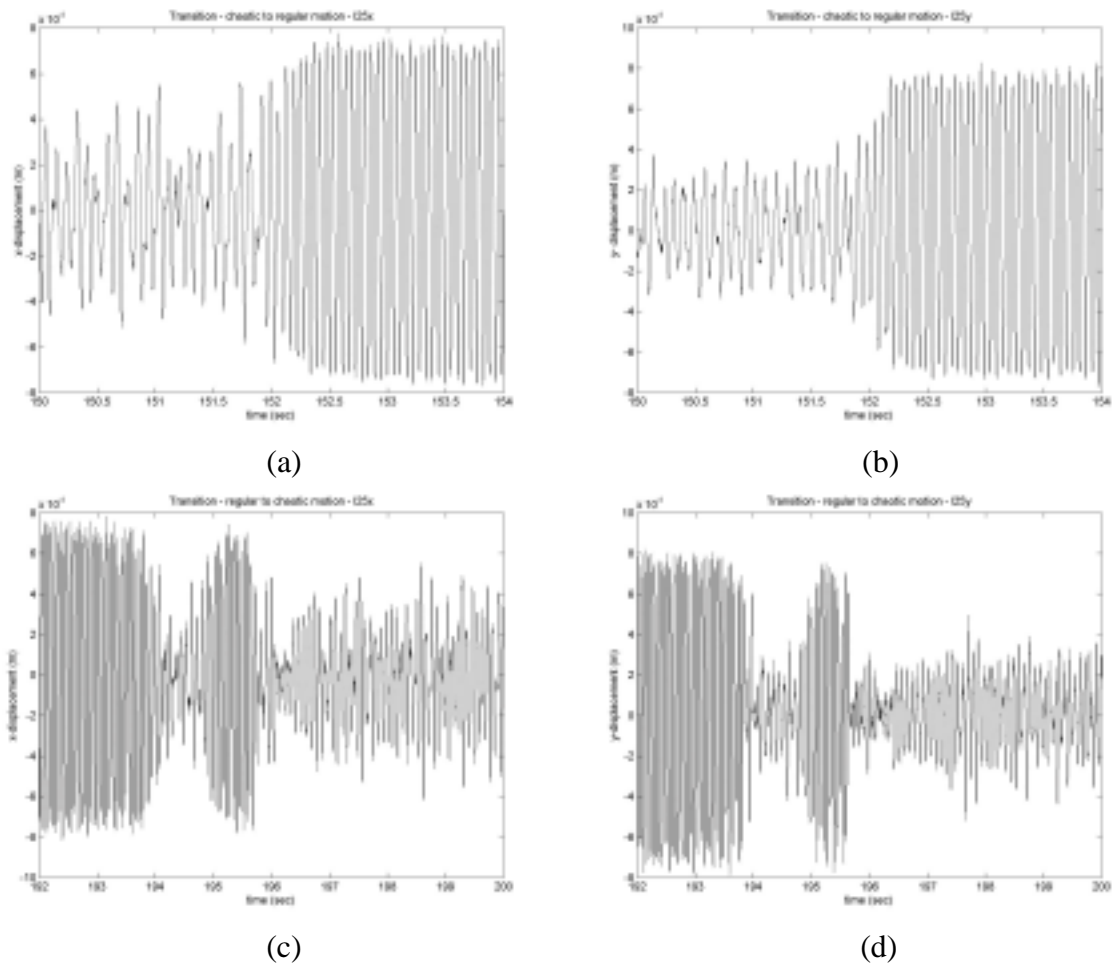


Figura 1 – Transições do regime irregular para o regular nas medições na direção x (a) e y (b) e do regime regular para o irregular na direção x (c) e y (d).

As transformadas de Fourier destes sinais (fig. 2) são então calculadas para interpretar os diferentes tipos de comportamento presentes. No intervalo entre 0 e 151,5 seg o comportamento é irregular (fig. 2a) nas direções x e y predominando as componentes síncrona em 11,4 Hz, aparecendo uma harmônica em 22,7 Hz resultado da folga existente. Estes espectros também apresentam um importante conteúdo de banda larga sugerindo um comportamento caótico. A transição entre este comportamento irregular e o regular que o segue é brusca não exigindo uma análise mais detalhada como mostram as figs. 1a e 1b. A seguir começa um movimento regular na frequência de 18,3 Hz, mostrado na fig. 2b. A transição deste intervalo regular para o irregular seguinte apresenta um movimento com banda larga misturada com as componentes do movimento regular e do irregular (fig. 2c). Finalmente o movimento retorna ao seu estado irregular semelhante ao inicial apenas com uma excitação da primeira frequência natural que migra de 21,3 Hz para 8,4 Hz quando a folga do sistema aumenta (Piccoli e Weber, 1996), devido à permanência de transientes não atenuados devido ao baixo amortecimento do sistema (fig. 2d).

A seguir inicia-se a reconstrução do espaço de estado calculando-se os parâmetros de mergulho, inicialmente o tempo de espera. Aplicando-se a informação mútua média, o tempo de espera foi calculado para toda a série (0 a 200 s) e apenas para o intervalo irregular inicial (0 a 151,5 s). As curvas estão mostradas na fig. 3, observando-se que o primeiro mínimo local

está melhor definido na série reduzida, sendo correspondente a um tempo de espera igual a 9, enquanto que na série completa a curva é mais irregular e o primeiro mínimo encontra-se com um tempo de espera igual a 8.

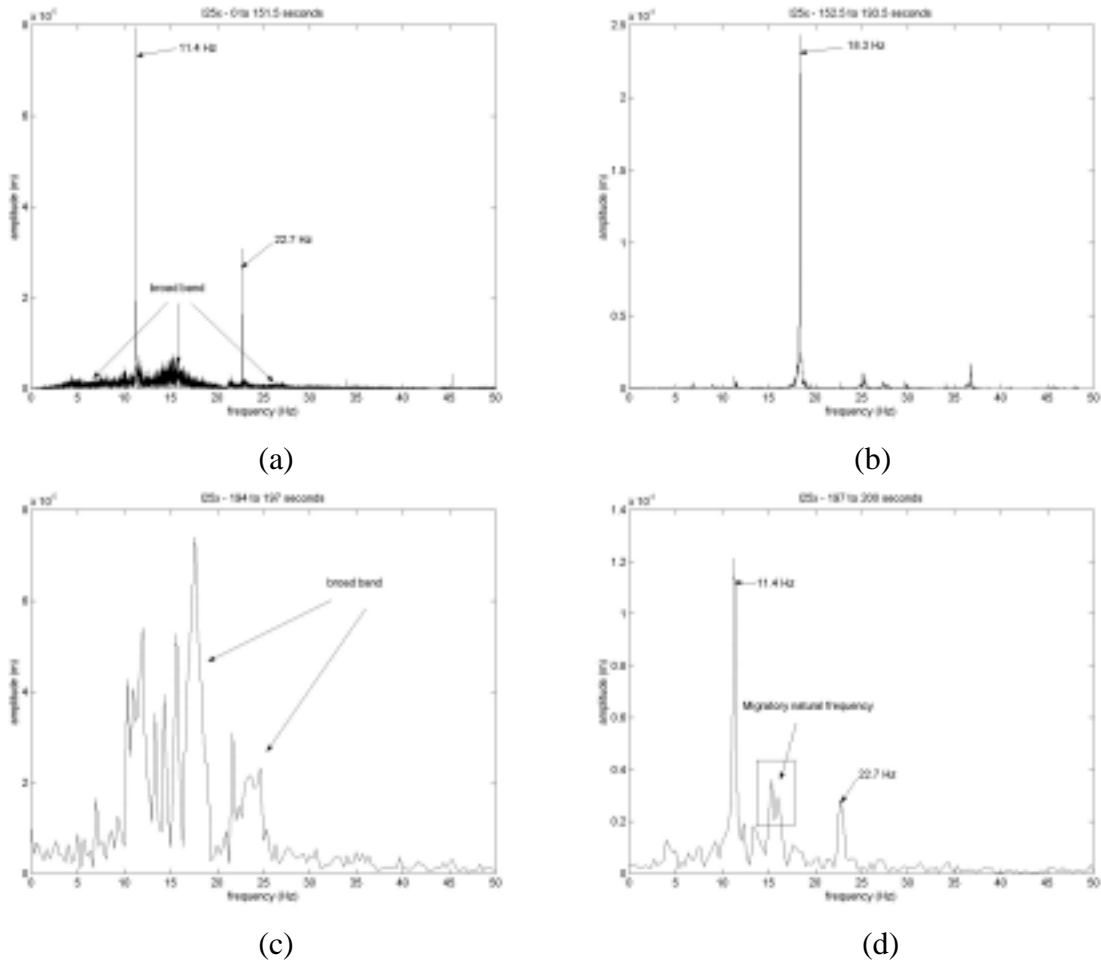


Figura 2 – Transformadas de Fourier das medições divididas em partes: (a) comportamento irregular no intervalo de 0 a 151,1 segundos; (b) comportamento regular no intervalo de 152,5 a 193,5 segundos; (c) transição do comportamento regular para o irregular no intervalo de 194 a 197 segundos; (d) comportamento irregular final no intervalo de 197 a 200 segundos.

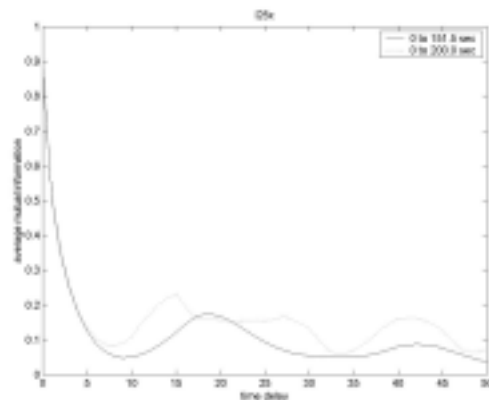


Figura 3 – Curvas de informação mútua média para a série reduzida (0 a 151,5 s) e completa (0 a 200 s).

Com base na fig. 3 deve ser escolhido o tempo de espera igual a 8 para a série completa e igual a 9 com a série reduzida. Foram obtidos tempos de espera também com a função de autocorrelação e os resultados foram os mesmos. A próxima escolha é da dimensão de mergulho, que é realizada através do método dos vizinhos falsos. Os resultados para as duas séries em questão estão mostrados na fig. 4.

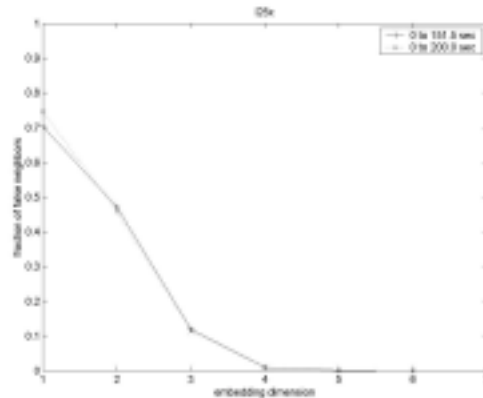


Figura 4 - Curvas de fração de vizinhos falsos para a série reduzida (0 a 151,5 s) e completa (0 a 200 s).

Como demonstra a fig. 4 tanto para a série reduzida como para a série completa uma dimensão de mergulho igual a 4 seria suficiente uma vez que o percentual de vizinhos falsos é inferior a 1 %, quantidade esta que é desprezível considerando-se o ruído presente no sinal (ruído de medição).

A fig. 5 mostra os diagramas de Poincaré, obtidos para dimensão de mergulho igual a 4, em que se evidenciam os dois tipos de comportamento onde, especialmente na fig.5b, estão bem distintos, com inclusive a transição sendo mostrada. O atrator formado na fig. 5b, considerada a região de transição pode ser considerado um atrator estranho, enquanto que na fig. 5a isto não está bem claro.

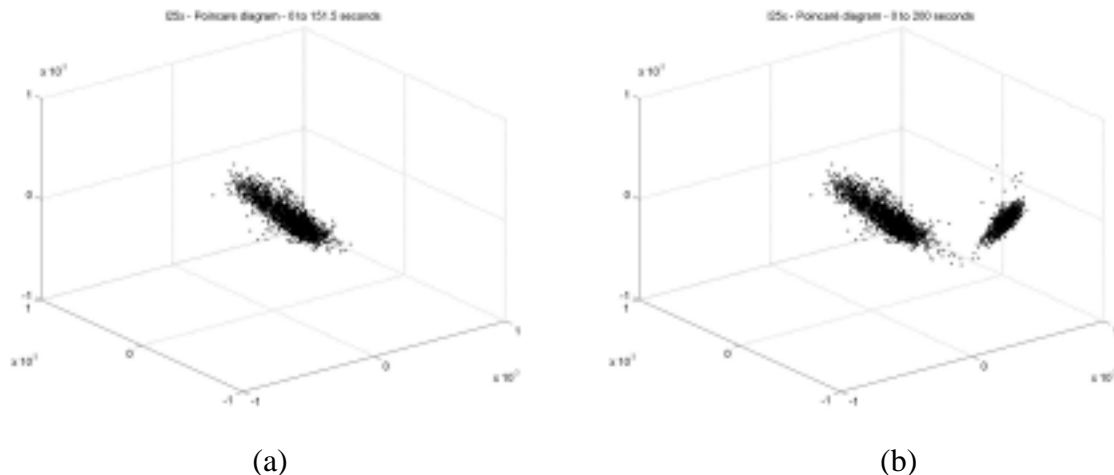


Figura 5 – Diagramas de Poincaré com a série projetada em dimensão 4, apresentando uma seção de dimensão 3 para (a) série reduzida (0 a 151,5 s) e (b) série completa (0 a 200 s).

Uma melhor análise é realizada com o cálculo do expoente de Lyapunov dominante que não mostrou diferença significativa entre as duas séries. Como mostra a fig. 6, os expoentes calculados para a série reduzida e para a série completa são muito próximos. Uma diferença

quase imperceptível está na região de inclinação constante que é menor na série completa. Entretanto, a inclinação média não chega a se modificar.

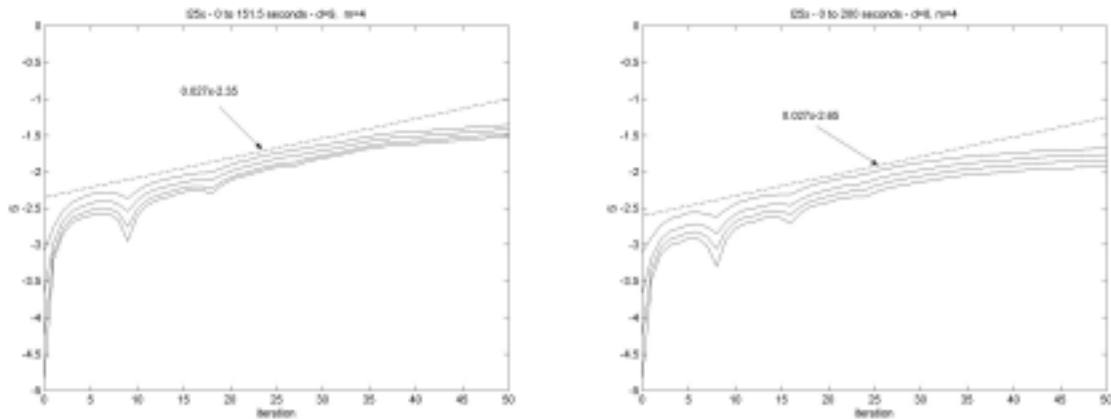


Figura 6 – Cálculo do expoente de Lyapunov dominante através do algoritmo de Kantz para (a) série reduzida (0 a 151,5 s) e (b) série completa (0 a 200 s).

Para validação dos resultados foram também calculados os expoentes de Lyapunov através do algoritmo desenvolvido por Rosenstein (Hegger et alli, 1999), onde apenas o vizinho mais próximo é seguido para cada ponto de referência. Os resultados estão apresentados na fig. 7 obtendo-se um expoente aproximado de 0,03 o que está bem próximo ao encontrado com o algoritmo de Kantz.

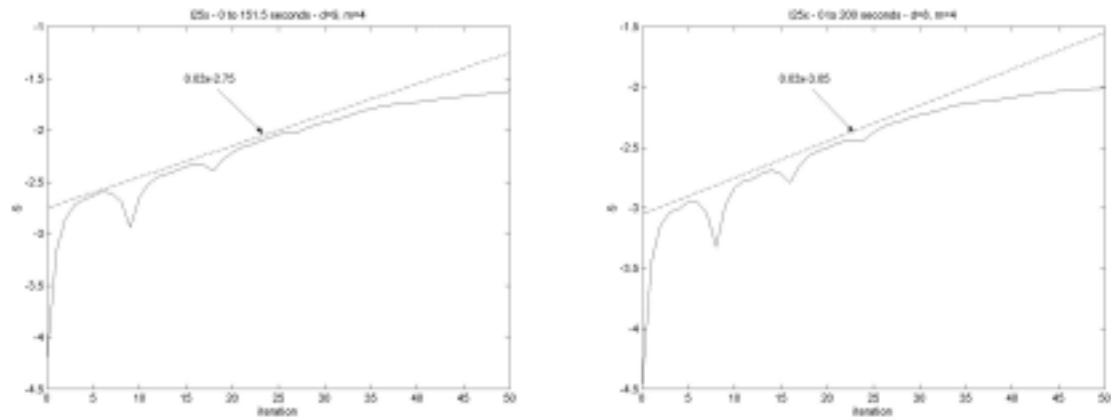


Figura 7 – Cálculo do expoente de Lyapunov dominante através do algoritmo de Rosenstein para (a) série reduzida (0 a 151,5 s) e (b) série completa (0 a 200 s).

4. CONCLUSÃO

Uma comparação entre uma série temporal obtida de medições experimentais mostrando comportamento irregular e a mesma série com um intervalo com comportamento regular foi realizada. Observou-se diferenças significativas entre os espectros da séries nos dois intervalos e também nos diagramas de Poincaré, sugerindo a existência de um atrator estranho. O maior expoente de Lyapunov entretanto não foi significativamente afetado pelo período de comportamento regular talvez pelo fato que o período de comportamento irregular é bem mais longo. Novas investigações continuam a ser realizadas, tanto no campo da análise não linear como também com a utilização de “wavelets”, ferramentas apropriadas para este tipo de situação (localização).

5. REFERÊNCIAS

- Eckmann, J.-P., e Ruelle, D., 1985, Ergodic theory of chaos and strange attractors. *Reviews of Modern Physics*, Part I, vol. 57, n. 3, p. 617-656.
- Ehrich, F.F., 1992, Observations of subcritical superharmonic and chaotic response in rotordynamics. *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 114, n. 1, p. 93-100.
- Fraser, A.M., 1989, Reconstructing attractors from scalar time series: a comparison of singular system and redundancy criteria. *Physica D*, vol. 34, n. 3, p. 391-404.
- Hegger, R, Kantz, H. e Schreiber, T., 1999, Pratical implementation of nonlinear time series methods: The TISEAN package. *Chaos*, vol. 9, n. 2, p. 413-435.
- Li, G.X., and Païdoussis, M.P., 1994, Impact phenomena of rotor-casing dynamical systems. *Nonlinear Dynamics*, vol. 5, p. 53-70.
- Müller, P.C., and Bajkowski, 1993, J. Signal analysis in multibody systems. Preprint.
- Oseledec, V.I., 1968, A multiplicative ergodic theorem. Lyapunov characteristic numbers for dynamical systems. *Transactions of Moscow Mathematical Society*, vol. 19, p. 197-231.
- Packard, N.H., Crutchfield, J.P., Farmer, J.D., and Shaw, R.S., 1980, Geometry from a time series. *Physical Review Letters*, vol. 45, n. 9, p. 712-716.
- Piccoli, H.C., 1994, Observação de Caos nas medições do movimento de um rotor sujeito a “rubbing”
- Piccoli, H.C. e Weber, H.I., 1996, Nonlinear and frequency domain analysis of measured signals with chaotic behavior. *Proceedings of 2nd European Nonlinear Oscillations Conference*, Praga, República Tcheca, vol. 3, p. 137-140.
- Piccoli, H.C. e Weber, H.I., 1998, Experimental observation of chaotic motion in a rotor with rubbing, *nonlinear dynamics*, vol. 16, n. 1, p. 55-70, Kluwer, Holanda.
- Szczygielski, W.M., and Schweitzer, G., 1985, Dynamics of a high-speed rotor touching a boundary. *IUTAM/IFTToMM Symposium*.
- Takens, F., 1981, Detecting strange attractors in turbulence. *Lecture Notes in Mathematics*, vol. 898, p. 366-381.

ESTUDO DA TOPOGRAFIA DE SUPERFÍCIES COMO UM PROCESSO ALEATÓRIO NÃO-ESTACIONÁRIO

Marcelo Silva Guimarães
Carlos Henrique da Silva
Linilson R. Padovese
Amilton Sinatora

Universidade de São Paulo, Escola Politécnica, Departamento de Engenharia Mecânica, Laboratório de Fenômenos de Superfície, Av. Professor Mello Moraes, nº 2231, CEP 05508-900, São Paulo, SP, Brasil.

E-mail: marcsg@usp.br carloshs@usp.br lrpadove@usp.br sinatora@usp.br

Resumo

A caracterização das superfícies de engenharia é importante para o estudo dos fenômenos tribológicos. A literatura mostra que a topografia das superfícies é descrita por um processo aleatório não-estacionário, sendo portanto necessário considerar o comprimento amostral como um parâmetro de análise. Este artigo estuda a dependência de alguns parâmetros de rugosidade em função do comprimento amostral e propõe o parâmetro $\ln(Rz)/\ln(Sm)$ para analisar superfícies.

Palavras-chave: rugosidade, tribologia, análise de sinais.

1. INTRODUÇÃO

Um fenômeno é classificado como aleatório quando, a princípio, não é possível descrevê-lo através de leis físicas bem definidas.

As topografias das superfícies naturais e de engenharia podem ser classificadas como sinais aleatórios devido a características encontradas nos processos que geram estas superfícies e nos processos de medição.

A formação das superfícies naturais é função do histórico da interação da superfície com o meio, realizadas por processos como erosão, desgaste, ruptura do material e reações químicas, que ocorrem de forma não controlada.

A geração das superfícies de engenharia se deve aos processos de fabricação, que de certa maneira reproduzem os mesmos processos naturais, mas de forma controlada. Contudo este controle é limitado a uma determinada escala, sendo possível monitorar o processo de fabricação até uma determinada resolução. Além disso, sabe-se que quanto maior é esta resolução mais difícil é mantê-la por regiões muito grandes.

Na maioria dos casos a medição de perfis das superfícies é realizada com um rugosímetro. O posicionamento da ponta do rugosímetro sobre a superfície não é feito com o mesmo grau de

resolução que o da medida realizada, impedindo de maneira geral a reprodutibilidade do sinal de rugosidade.

Devido a estes fatores não há modelos matemáticos determinísticos para a topografia das superfícies, necessitando uma modelagem estocástica.

No estudo de sinais aleatórios e em particular em perfis de rugosidade, é importante verificar a estacionariedade do sinal, pois isto influenciará na escolha das metodologias a serem utilizadas na análise (Bendat & Piersol, 1971).

Se dois perfis de rugosidade consecutivos na mesma direção e sentido forem resultados de um processo estacionário, então apresentarão as mesmas propriedades estatísticas. Neste caso diz-se que as leis probabilísticas que regem o processo são invariantes no espaço (Karlin & Taylor, 1975).

No sentido estrito, a estacionariedade ocorre em um processo se todos os seus momentos estatísticos não são função da posição espacial em que foram amostrados.

No sentido amplo pode se considerar estacionário todos os processos cuja média e a função de autocorrelação não variam em função da posição espacial (Gardner, 1986).

A estacionariedade do processo aleatório está muito ligado, ao fato do sistema que gera o sinal estar trabalhando em regime permanente ou transitório. Em muitos casos sistemas em regime permanente são estacionários enquanto que no transitório o sistema é não-estacionário (Bendat & Piersol, 1971). No caso das superfícies reais a não-estacionariedade pode ser evidenciada, por características como as ondulações e os erros de forma, que acabam gerando variações nas propriedades estatísticas do sinal em escalas diferentes.

Os estudos de Sayles e Thomas (1978) concluem que a topografia das superfícies é resultado de um processo não-estacionário. Uma propriedade encontrada por este estudo mostra que a variância das alturas do perfil é função do comprimento amostral. Neste texto pretende-se discutir as propriedades das superfícies encontradas nos estudos realizados por Sayles e Thomas (1978) no caso específico de corpos torneados e retificados.

2. EXPERIMENTO

2.1 Descrição do corpo-de-prova

Os corpos-de-prova utilizados neste experimento são discos de aço com 100mm de diâmetro, como está mostrado, na Figura 1.

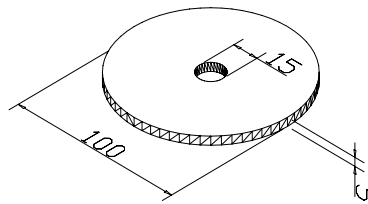


Figura 1. Descrição da geometria dos corpos-de-prova (medidas em mm).

Foram preparados quatro discos com acabamentos diferentes em suas faces, que serão as su-

perfícies estudadas, como pode ser visto na Tabela 1. Por uma inspeção visual e táctil verificou-se que o refinamento do acabamento superficial cresce do disco 1 para o disco 4.

Tabela 1. Descrição dos processos de fabricação das superfícies dos corpos-de-prova.

Corpo-de-prova	Processamento
disco 1	Torneado
disco 2	Torneado
disco 3	Retificado
disco 4	Retificado

2.2 Procedimento de medição e equipamentos utilizados

Para se realizar a aquisição dos perfis foi utilizado um rugosímetro Surtronic 3+. Este rugosímetro se caracteriza por possuir um perfilômetro constituído por uma ponta de diamante e um patim. Portanto o perfilômetro apoia em dois pontos da superfície. Tal configuração funciona como um filtro mecânico de baixas frequências.

O disco foi dividido em quatro regiões (Figura 2A). Fez-se cinco medidas em cada região. A agulha percorreu o disco do centro para a fronteira, na direção radial, realizando-se a aquisição de 20 perfis com um comprimento amostral de $8mm$. Foi adotado este valor para o comprimento amostral com o objetivo de maximizar o tamanho do comprimento amostral (procurando descrever a superfície de maneira mais fiel possível, não distinguindo ondulação de rugosidade), sem no entanto, tornar muito lenta a aquisição e o processamento dos sinais. Também foi realizada uma varredura na superfície dos discos com uma máquina de medição de coordenadas BN 710 da Mitutoyo, com o objetivo de detectar os erros de forma nos discos. Na Figura 2B pode se observa a trajetória seguida pelo apalpador sobre os corpos de prova.

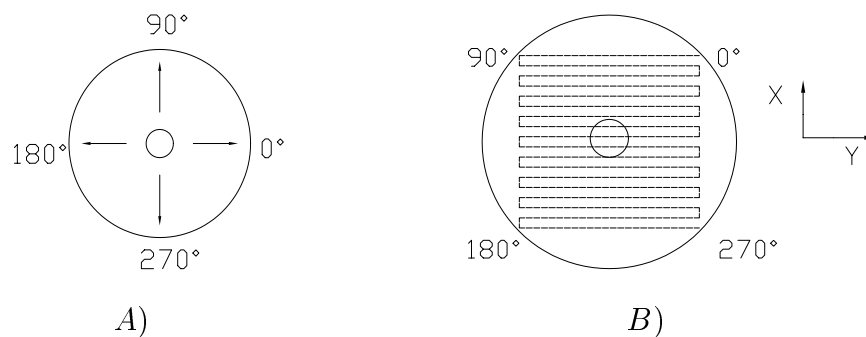


Figura 2. A) Regiões onde foram realizadas as medições de rugosidade. B) Trajetória feita pelo apalpador na superfície dos corpos de prova para medição de erros de forma.

Após a aquisição, cada sinal obtido pelo rugosímetro foi dividido em segmentos, com o comprimento amostral variando de 0.1 a $6mm$, de tal forma que o segmento de comprimento menor está contido no centro do segmento maior (Figura 3). Para cada segmento calculou-se os parâmetros de rugosidade Rq , Rz , Sm , $\ln(Rz)/\ln(Sm)$, calculando-se a média dos parâmetros

para cada comprimento amostral.

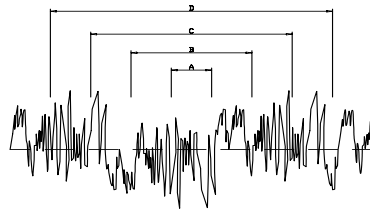


Figura 3. Segmentação dos sinais variando o comprimento amostral de 0.1 a 6mm.

2.3 Resultados e Discussão

A Figura 4 mostra um perfil típico de cada disco obtido pelo rugosímetro. Na Figura 5 é mostrado um gráfico para indicar como a varredura foi realizada pela máquina de medição de coordenadas, enquanto que na Figura 6 é possível observar as projeções das varreduras no plano Z-Y de cada disco (plano definido pelo eixo Altura Z e Coordenada Y, como pode ser visto na Figura 5).

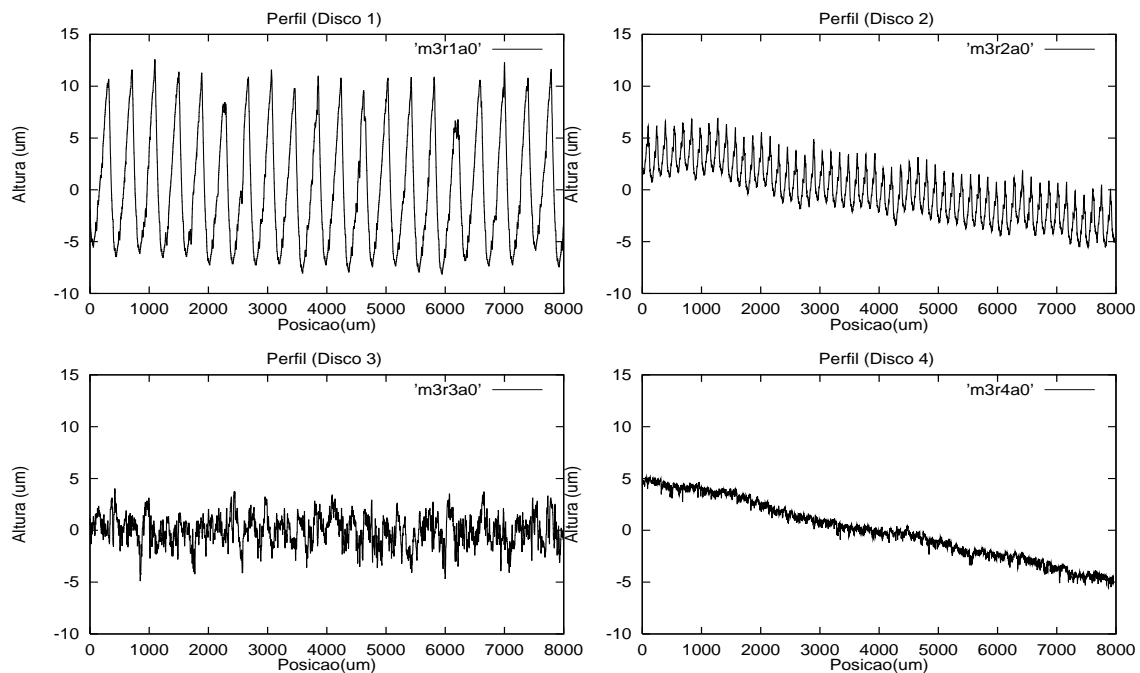


Figura 4. Perfis radiais típicos dos discos estudados: disco 1 torneado (a esquerda e acima); disco 2 torneado (a direita e acima); disco 3 retificado (a esquerda e abaixo); disco 4 retificado (a direita e abaixo).

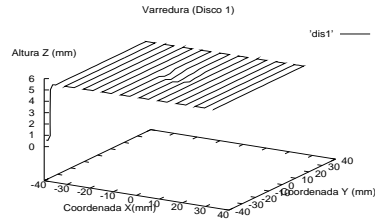


Figura 5. Exemplo do processo de varredura.

Na Figura 6, a observação da topografia dos discos em uma escala maior mostra variações significativas nas alturas em baixas frequências, indicando uma não-estacionariedade das superfícies.

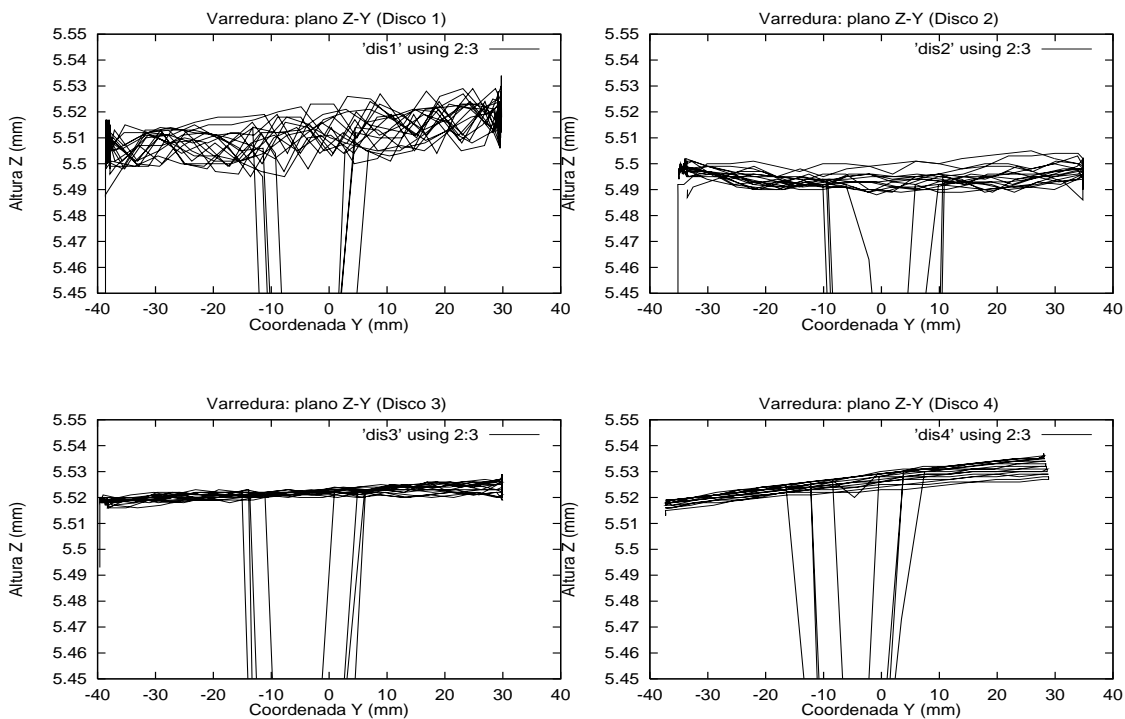


Figura 6. Varreduras projetadas no plano Z-Y: disco 1 torneado (a esquerda e acima); disco 2 torneado (a direita e acima); disco 3 retificado (a esquerda e abaixo); disco 4 retificado (a direita e abaixo).

As razões para que os perfis de rugosidade trabalhados sejam não-estacionários, está ligado ao próprio processo de fabricação, pois na usinagem a definição da superfície gerada depende da trajetória da ferramenta, forças de corte envolvidas e comportamento do material processado e da ferramenta. Variáveis como vibrações da máquina, rigidez de fixação da peça a ser usinada

e da ferramenta, desgaste da ferramenta, variam ao longo do processo de usinagem contribuindo na geração de perfis não-estacionários.

Nota-se que os parâmetros que podem influenciar a geração da não-estacionariedade ocorrem em escalas diferentes, influenciando tanto o erro de forma como a rugosidade.

Deve-se ressaltar que ao descrever uma superfície com o intuito de verificar a sua influência nos fenômenos tribológicos, não se pode restringir a sua descrição apenas à escala da rugosidade, pois como se verifica pelos resultados os parâmetros convencionais de rugosidade sequer são constantes na superfície (no mínimo precisam ser aferidos à um determinado comprimento amostral).

Como exemplo, imaginem um ensaio de desgaste pino contra disco. As ondulações e erros de forma contribuem de maneira significativa na geração de vibrações na interação entre o pino e o disco. Pode-se concluir analisando somente a rugosidade que não se terá dados suficientes para caracterizar a interação superficial entre o pino e o disco, pois os erros de forma e ondulações também produziram efeitos no ensaio. Portanto é necessário caracterizar a topografia superficial como um todo e discernir os efeitos que cada escala produz no sistema.

Na Figura 7 aparecem os gráficos da variância das alturas em função do comprimento amostral. Nos gráficos apresentados por estas figuras (Figura 4 e 7) é possível classificar os perfis em dois grupos. Um grupo formado pelos discos 1 e 3 e o outro pelos discos 2 e 4.

Nos discos 2 e 4 observa-se uma propriedade comum a sinais brownianos, o fato da variância ser uma função linear do comprimento amostral (Peitgen e outros, 1988). É possível definir para os perfis destes discos um novo parâmetro de rugosidade denominado topotesia (Sayles & Thomas, 1978), que é a razão entre a variância e o comprimento amostral. A topotesia medida para os discos 2 e 4 são iguais e vale $k = 4 \times 10^{-4}$.

Nota-se que os discos 2 e 4 representam as superfícies com acabamentos mais finos dos dois processos analisados (torneamento e retificação).

Os discos 2 e 4 apresentam resultados em conformidade com as teorias de Sayles e Thomas, sendo possível observar a variação da média em função do espaço nos próprios sinais adquiridos (Figura 4) e dependência da variância com comprimento amostral (Figura 7).

Enquanto que para os discos 1 e 3, os gráficos mostrados na Figura 7 apresentam um comportamento linear para um comprimento amostral menor que $1mm$, estabilizando o valor da variância após este comprimento amostral. Neste caso não é possível definir o parâmetro topotesia.

Uma hipótese para que o disco 1 e 3, não satisfaçam a teoria, se deve a própria instrumentação. Convém observar que a configuração do perfilômetro do rugosímetro, constituído de ponta e patim, funciona como um filtro passa-alta (Whitehouse, 1994). Assim os discos 1 e 3 podem ter características não-estacionárias em baixas frequências que são cortadas pelo processo de filtragem.

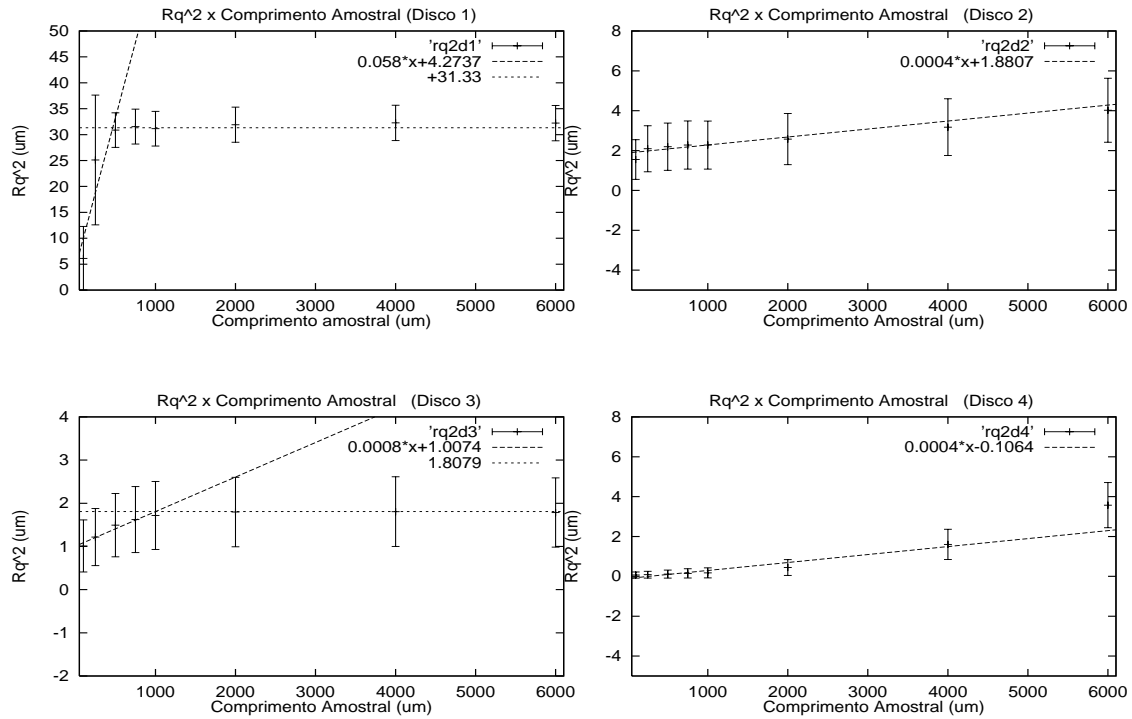


Figura 7. Gráficos da variância das alturas dos perfis de rugosidade em função do comprimento amostral: disco 1 torneado (a esquerda e acima); disco 2 torneado (a direita e acima); disco 3 retificado (a esquerda e abaixo); disco 4 retificado (a direita e abaixo).

Criou-se o parâmetro $\ln(Rz)/\ln(Sm)$ com objetivo de verificar o comportamento de outras propriedades estatísticas do perfil em função do comprimento amostral (ver o Apêndice). Na Figura 8 são mostrados os resultados, verificando-se um comportamento logarítmico para todas superfícies.

Para o gráfico do $\ln(Rz)/\ln(Sm)$ observa-se um comportamento padrão para todos os discos (crescimento logarítmico). Uma hipótese seria que a medida que se aumenta o comprimento amostral do perfil, aumenta-se a probabilidade de se encontrar no perfil obtido um $\ln(Rz)/\ln(Sm)$ maior, porém macroscopicamente a superfície é plana, ou seja, o valor de $\ln(Rz)/\ln(Sm)$ tende a estabilizar em um limite.

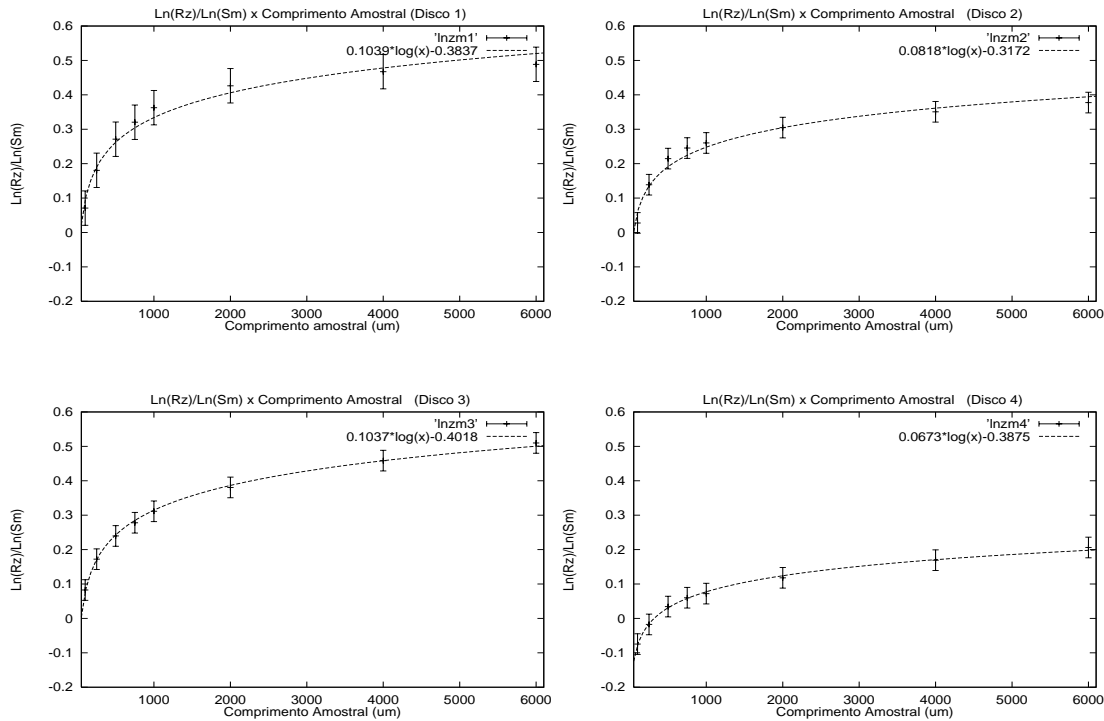


Figura 8. Gráficos do $\text{Ln}(Rz)/\text{Ln}(S_m)$ dos perfis de rugosidade em função do comprimento amostral: disco 1 torneado (a esquerda e acima); disco 2 torneado (a direita e acima); disco 3 retificado (a esquerda e abaixo); disco 4 retificado (a direita e abaixo).

3. CONCLUSÕES

No âmbito das experiências realizadas, conclue-se que:

A) A variância das alturas do perfil é linearmente dependente do comprimento amostral nos corpos-de-prova de menor rugosidade para cada processo.

B) A dependência do parâmetro $\text{Ln}(Rz)/\text{Ln}(S_m)$ para todos os corpos-de-prova apresentou o mesmo comportamento (logarítmico). Indicando que o parâmetro $\text{Ln}(Rz)/\text{Ln}(S_m)$ tem uma aplicação mais genérica do que o parâmetro variância.

C) Os parâmetros convencionais de rugosidade não são capazes de descrever a superfície de maneira adequada para que se possa compreender os fenômenos que ocorrem sobre ela.

3.1 Agradecimentos

Agradeço a FAPESP e a CNPq pelo apoio financeiro.

4. REFERÊNCIAS

- Bendat, J. S., Piersol, A. G., 1971, “Random Data”, Wiley Interscience.
- Karlin, S., Taylor, H. M., 1975, “A First Course in Stochastic Processes”, Academic Press.
- Gardner, W. A., 1986, “Introduction to Random Process With Applications to Signals and Systems”, Macmillan Publishing Company .
- Peitgen, H. O., Saupe, D., Barnsley, M. F., 1988, “The Science of Fractal Images”, Springer-Verlag.
- Sayles, R. S., Thomas, T. R., 1978, “Surface Topography as a Nonstationary Random Process”, pág. 431-434, Nature ,Vol. 271.
- Shanmugan, K. S., Breipohl, A. M., 1988, ”Random Signals Detection, Estimation and Data Analysis”, Wiley.
- Whitehouse, D. J., 1994, “Handbook of Surface Metrology”, Institute of Physics Publication.

APÊNDICE

Na Figura A1 observa-se dois perfis de rugosidade, intuitivamente pode-se dizer que o perfil (a) é mais "rugoso" do que o perfil (b). Isto é caracterizado pelo fato de que o perfil (a) tem sua altura média de pico a vale maior do que o perfil (b).

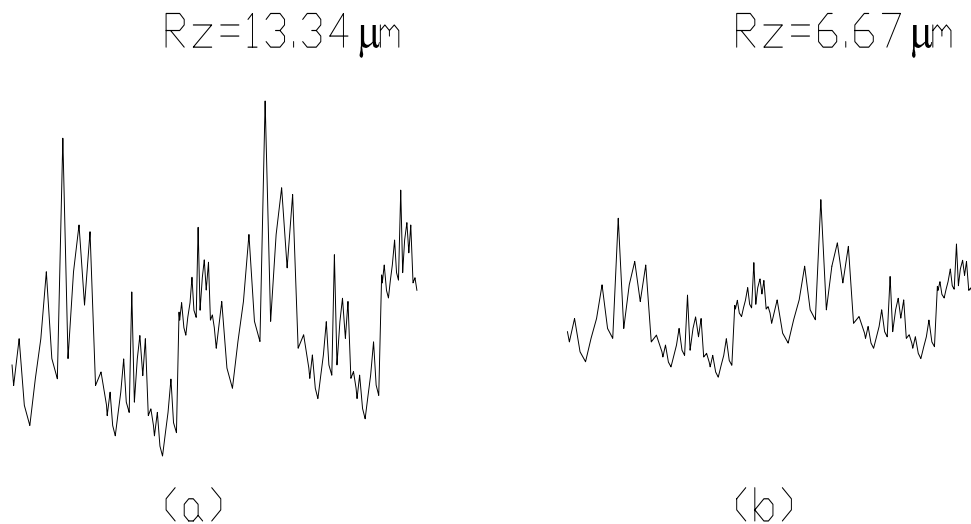


Figura A1. Comparação de perfis com valores diferente de R_z .

Também observa-se que o perfil (b) da Figura A2 apresenta uma maior "rugosidade" do que o perfil (a), porém neste caso isto é caracterizado por ter o perfil (b) uma distância média entre picos menor.

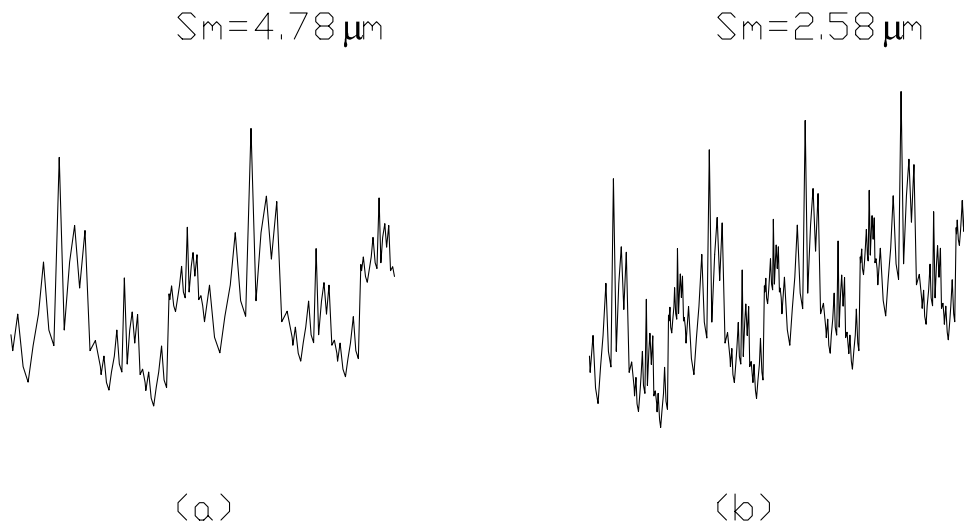


Figura A2. Comparação de perfis com valores diferente de S_m .

Dessa maneira pode se observar que a "rugosidade" de um perfil é maior quanto maior for o valor do R_z e quanto menor for o valor de S_m . Este raciocínio pode ser sintetizado pelo parâmetro, $\frac{\ln(R_z)}{\ln(S_m)}$, que é utilizado neste trabalho.

MONITORAÇÃO DE DEFEITOS UTILIZANDO SENSORES E ATUADORES PIEZELÉTRICOS

Antonio Lopes Gama

Universidade Federal Fluminense, Departamento de Engenharia Mecânica
24210-000, Niterói, RJ, Brasil. E-mail: agama@mec.uff.br

Sérgio R. K. Morikawa

Arthur M. B. Braga

PUC-Rio, Departamento de Engenharia Mecânica
22453-900, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: abraga@mec.puc-rio.br

Resumo

Apresenta-se um método para monitoração de defeitos superficiais em estruturas utilizando sensores e atuadores piezelétricos. O método consiste em excitar a estrutura com atuadores e analisar a resposta de sensores piezelétricos instalados próximos de falhas ou defeitos. Variações significativas no sinal do sensor são observadas a medida em que os defeitos ou falhas superficiais se propagam. Simulações e experimentos com vigas e estruturas contendo trincas de fadiga ou entalhes foram realizados. Os resultados mostram que a escolha de parâmetros adequados, como o comprimento do sensor e sua posição em relação ao defeito, permite que variações muito pequenas na profundidade de trincas superficiais ou entalhes sejam detectados.

Palavras-chave: estruturas inteligentes, integridade estrutural, materiais piezelétricos

1. INTRODUÇÃO

O desempenho, versatilidade e baixo custo das cerâmicas e polímeros piezelétricos, tem motivado novas e inúmeras aplicações relacionadas com a monitoração da integridade estrutural (Monkhouse *et al* , 1998, Badcock & Birt, 1998 e Lin & Chang, 1999). Estas aplicações geralmente estão associadas com o conceito de estruturas inteligentes, onde sensores e atuadores integrados à estrutura, juntamente com uma unidade de controle, podem realizar inspeções não destrutivas. Os elementos piezoelétricos podem ser conformados de várias maneiras, operar de forma quase pontual ou distribuída, na superfície ou no interior de estruturas, tanto como sensores quanto como atuadores. Estas qualidades aliadas principalmente a alta sensibilidade dos sensores piezelétricos, foram exploradas neste trabalho para o desenvolvimento de um sistema de monitoração do crescimento de defeitos superficiais. Basicamente, o método consiste em excitar a estrutura danificada com atuadores piezelétricos, colados em sua superfície, e monitorar o crescimento de defeitos através da resposta elétrica de sensores instalados próximos aos defeitos. O que permite detectar o crescimento de falhas superficiais são as alterações do campo de deformações em sua vizinhança, a medida em que os defeitos se propagam. Por exemplo, com o aprofundamento

de uma trinca, as deformações produzidas pelo atuador piezoeletrico na região superficial próxima da trinca vão diminuindo gradualmente. Desta forma, o sensor piezoeletrico posicionado neste local, gera sinais elétricos de intensidade cada vez menor. A escolha de parâmetros adequados, como o comprimento do sensor e sua posição em relação ao defeito, permite que variações muito pequenas de seu tamanho sejam detectados.

Extensômetros de resistência elétrica também colados próximo a trincas, foram utilizados por Verreman (1994) e Otegui *et al.* (1991), para monitoração de trincas de fadiga em ensaios de juntas soldadas. Os autores relatam que utilizando extensômetros de pequenas dimensões, foram capazes de perceber variações muito pequenas (da ordem de 20 μm) no comprimento de trincas. A excelente capacidade para percepção na variação do comprimento de trincas superficiais encontrada por Verreman (1994) e Otegui *et al.* (1991) utilizando extensômetros de resistência elétrica, também foram verificadas ao se utilizar sensores piezoeletricos colados próximos a trinca. Os extensômetros de resistência elétrica entretanto, não são tão sensíveis como os sensores piezoeletricos e desta forma requerem atuadores mais potentes, capazes de produzir níveis de deformação mais elevados do que os geralmente produzidos por atuadores piezoeletricos.

Distintamente dos sistemas tradicionais para monitoração do crescimento de trincas, no método apresentado neste trabalho a excitação e monitoração da estrutura é realizada por elementos piezoeletricos, que podem fazer parte da própria estrutura. Para avaliar a eficiência deste método, realizou-se experimentos com vigas de aço e alumínio onde foram introduzidas trincas de fadiga e entalhes através de usinagem. Simulações numéricas utilizando um método baseado na Teoria de Reddy (Braga *et al.*, 1998, e Gama, 1998) e o método de elementos finitos, também foram empregados para verificação desta metodologia. Ao final, esta técnica foi aplicada a estruturas de maior complexidade, onde foram realizados experimentos para monitorar o crescimento de defeitos em uma treliça.

2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Inicialmente, a eficiência do método para monitoração da propagação de defeitos superficiais foi verificada através de experimentos com vigas de alumínio e vigas de aço. Conforme mostra esquematicamente a Figura 1, cada viga foi instrumentada com um atuador e um sensor cerâmico piezoeletrico modelo APC 855, fornecidos pela *American Piezo Ceramics, Inc.*, cujas características podem ser observadas na Tabela 1.

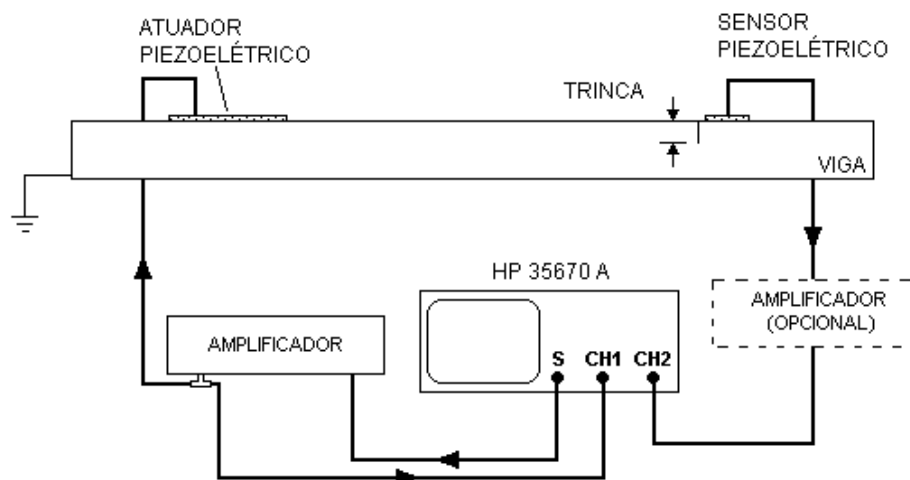


Figura 1. Experimento para monitoração do crescimento de uma trinca.

As dimensões do atuador e do sensor foram inicialmente estimadas através da análise por elementos finitos e também pelo método analítico-numérico baseado na teoria discreta de Reddy (Braga *et al.*, 1998, Gama, 1998,), conforme discutido na próxima seção. O procedimento experimental tem início com a determinação da função de resposta em frequência (FRF) da viga isenta de defeitos ou com um defeito em estágio inicial. A viga foi suspensa por dois fios flexíveis para reproduzir a condição de apoio livre-livre. Esta primeira FRF será utilizada como referência para comparações com FRFs da viga contendo defeitos. Para obter a FRF, a fonte de um analisador espectral HP 35670A e um amplificador são utilizados para gerar um sinal elétrico do tipo ruído branco, em várias faixas de frequência compreendidas entre 0 e 52 KHz. Este sinal é enviado ao atuador piezolétrico para excitar a viga. O sinal gerado pelo sensor piezolétrico devido a excitação produzida pelo atuador é conduzido ao analisador espectral. Note na Figura 1, que este sinal também pode ser enviado diretamente ao analisador. Tendo-se como entrada o sinal enviado para o atuador e como resposta o sinal gerado pelo sensor, determina-se a FRF. A FRF que será utilizada como referência para o estado inicial da viga, será uma média de várias funções de resposta em frequência, usualmente vinte.

Tabela 1. Propriedades da cerâmica piezolétrica APC 855

Módulo de Young (Gpa)	Coeficiente de Poisson	Densidade (Kg/m ³)	Constantes piezolétricas (10 ⁻¹² m/V)		Constante dielétrica
			d ₃₁	d ₃₃	
60	0,3	7500	-270	590	3250

As análises iniciais foram realizadas simulando-se defeitos introduzidos através de usinagem em vigas de alumínio. Estes resultados preliminares revelaram uma excelente sensibilidade para percepção do crescimento de entalhes superficiais.

Nos experimentos posteriores, verificou-se o desempenho desta técnica na monitoração do crescimento de trincas de fadiga. Em vigas de aço SAE 1045, foram introduzidas trincas de fadiga, sensores e atuadores piezolétricos, conforme o procedimento descrito na Figura 2.

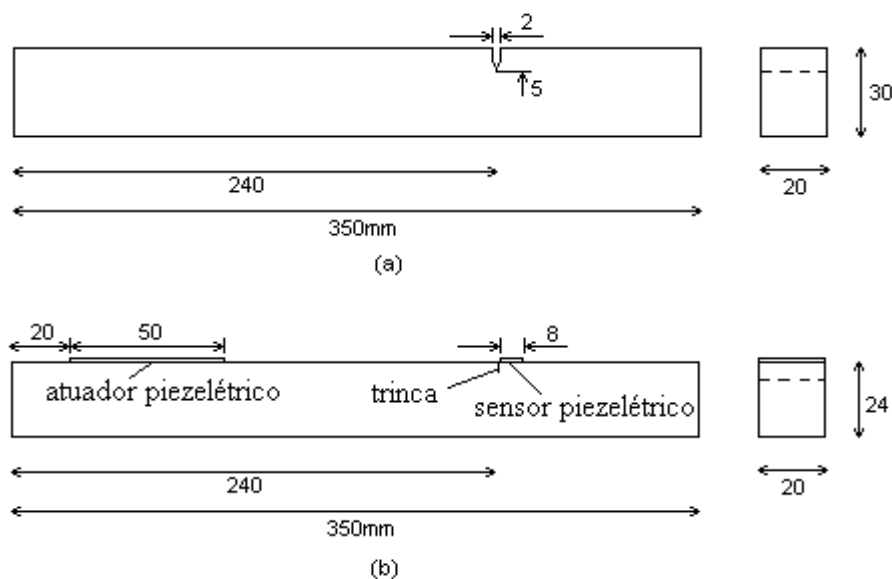


Figura 2. Preparação de corpos de prova para ensaios de monitoração do crescimento de trincas de fadiga com atuadores e sensores piezolétricos.

Inicialmente, usou-se um entalhe na seção da viga onde se deseja nuclear a trinca (Figura 2(a)). Em seguida, uma trinca de aproximadamente 3 mm é produzida na raiz do entalhe através de ensaio de fadiga por flexão, em uma máquina de ensaios INSTRON. A viga é então usinada e sua espessura é reduzida gradualmente, a partir da superfície com o entalhe, até que este seja completamente eliminado. Após esta operação um atuador e posteriormente um sensor piezelétrico são colados próximo à trinca (Figura 2(b)), de forma que sua borda fique a uma distância de aproximadamente 0,5 mm da trinca. O procedimento a seguir é semelhante ao que foi descrito anteriormente, ou seja, primeiramente determina-se a FRF que será utilizada como referência para verificação do crescimento da trinca. Neste caso a viga já possui uma trinca cuja profundidade é de cerca de 2mm. Em seguida, a viga instrumentada é reconduzida a máquina de ensaios INSTRON onde o tamanho da trinca é aumentado de 0,5 em 0,5 mm, e a cada incremento da trinca, uma nova FRF é medida. Os resultados para uma das vigas é reproduzido na Figura 3.

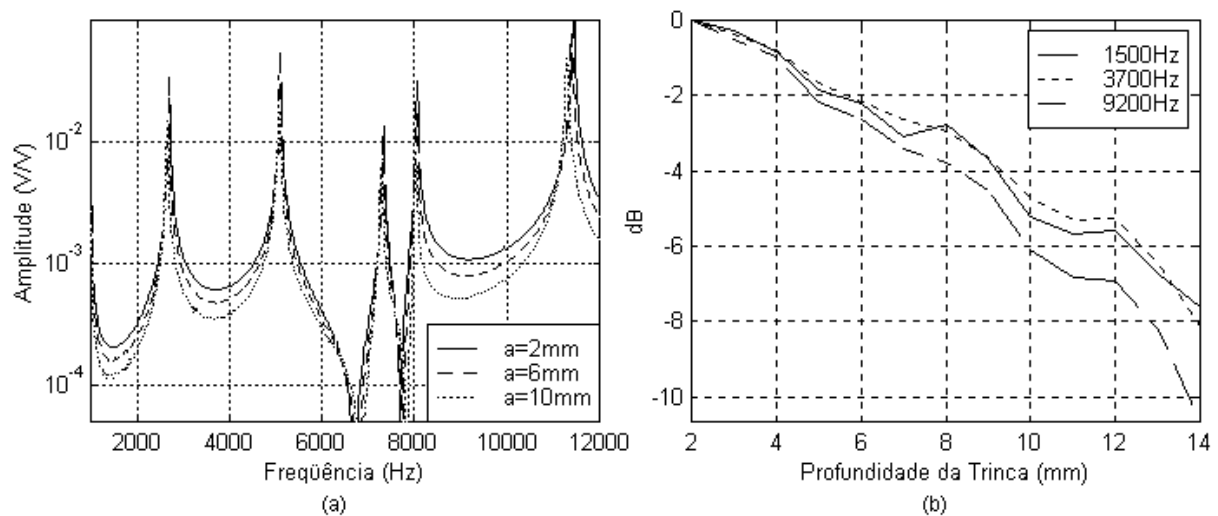


Figura 3. FRF para diferentes tamanhos de trinca (a). Redução em dB na amplitude da FRF em algumas frequências selecionadas (b).

Nota-se na Figura 3(a), uma redução de amplitude da FRF ao longo de quase toda a faixa de frequência, a medida em que o entalhe é aprofundado, apesar do sensor utilizado possuir um comprimento de 8 mm, considerado grande. A redução de amplitude se deve a queda do sinal elétrico no sensor piezelétrico, devido a diminuição dos níveis de deformação na região próxima a borda da trinca a medida em que seu tamanho aumenta. Quatro vigas foram ensaiadas desta forma, e em todos os ensaios verificou-se a eficiência do método. Outras conclusões importantes foram obtidas através destes ensaios. A repetibilidade de resultados foi verificada ao realizar-se ensaios sob condições idênticas. Verificou-se também que o sinal do sensor piezelétrico manteve-se perfeitamente estável apesar de submetido, em alguns casos, a até 500 000 ciclos sob deformações da ordem de $800 \mu\text{m/m}$.

Pretende-se entretanto, implementar uma técnica mais simples para a monitoração do crescimento de falhas superficiais, que não dependa continuamente de equipamentos caros e sofisticados. O método consiste em excitar a estrutura em uma única frequência e verificar a propagação de defeitos através do comportamento do sinal do sensor piezelétrico. A FRF permite avaliar as faixas de frequência mais adequadas para excitar a estrutura. Através dos resultados concluiu-se que faixas de frequência distantes das frequências de ressonância, que apresentam níveis de sinais do sensor adequados e que não variam rapidamente com a frequência, são as mais indicadas. Na Figura 3(a), foram escolhidas algumas frequências onde a queda de amplitude da FRF foi relacionada com a profundidade do entalhe na Figura

3(b). O valor em dB é calculado tendo-se como referência a amplitude da FRF da viga com o defeito inicial (A_r):

$$dB = 20 \log(A/A_r) \quad (1)$$

onde A é a amplitude da FRF da viga com diferentes tamanhos de trinca.

Na Figura 3(b), constata-se uma redução acentuada do sinal do sensor com o crescimento do entalhe. Quedas no sinal do sensor bem maiores foram observadas ao se utilizar sensores de menor comprimento. Outro ponto fundamental, é que a redução em dB da amplitude da FRF não varia muito com a frequência.

As dimensões e a localização do sensor em relação ao entalhe, são parâmetros fundamentais para o êxito deste procedimento. Estes devem ser escolhidos tendo-se em vista os objetivos do processo de monitoração, ou seja, um sensor de pequenas dimensões posicionado próximo a trinca, permite a determinação de pequenas variações em seu tamanho, entretanto fica limitado ao acompanhamento de pequenas profundidades. Já um sensor de maiores dimensões é menos sensível às variações de tamanho do defeito, mas pode monitorar o crescimento de defeitos mais profundos.

3. ANÁLISE POR SIMULAÇÃO

As análises numéricas, tiveram como objetivo estabelecer as condições iniciais para os experimentos e auxiliar na avaliação do desempenho do método de monitoração da propagação de trincas. Foram realizadas análises por elementos finitos utilizando o programa ANSYS, e através de um método analítico-numérico baseado na teoria discreta de Reddy (Braga *et al.*, 1998 e Gama, 1998).

Os primeiros estudos sobre a relação entre as variações do campo de deformações nas proximidades do entalhe, com a resposta elétrica de sensores piezelétricos, foram realizadas através de um método analítico-numérico baseado na teoria de Reddy (Braga *et al.*, 1998, Gama, 1998). Conforme mostra a Figura 4, verificou-se que a distribuição da carga elétrica ao longo do comprimento do sensor, posicionado próximo ao entalhe, decresce com o aprofundamento do entalhe. Esta redução na distribuição da carga elétrica está relacionada com a redução nos níveis de deformação na superfície próxima a borda do defeito, devido ao seu aprofundamento (Verreman, 1994).

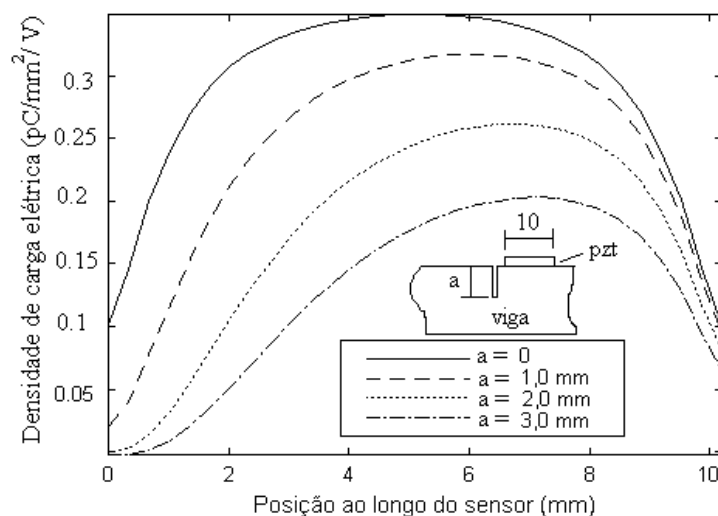


Figura 4. Variação da distribuição de carga elétrica no sensor piezelétrico.

Nas análises por elementos finitos, buscou-se reproduzir as condições dos experimentos com vigas de aço e alumínio contendo trincas de fadiga ou entalhes. Os casos analisados foram idênticos aos experimentos descritos na seção anterior, ou seja, uma viga excitada por um atuador e monitorada por um sensor piezelétrico instalado próximo a um entalhe ou trinca superficial. A Figura 5, mostra parte da malha de elementos finitos utilizada na modelagem de uma viga de alumínio contendo um entalhe. Três tipos diferentes de elementos foram empregados na modelagem da viga. O elemento *PLANE 13*, foi utilizado na modelagem das cerâmicas piezelétricas. Este elemento é um elemento quadrilátero de quatro nós e permite a modelagem de materiais piezelétricos. O *PLANE 2* é um elemento triangular com seis nós e foi empregado na modelagem da região próxima a trinca ou entalhe. Nas demais regiões da viga utilizou-se o elemento *PLANE 42*, que é um elemento quadrilátero de quatro nós.

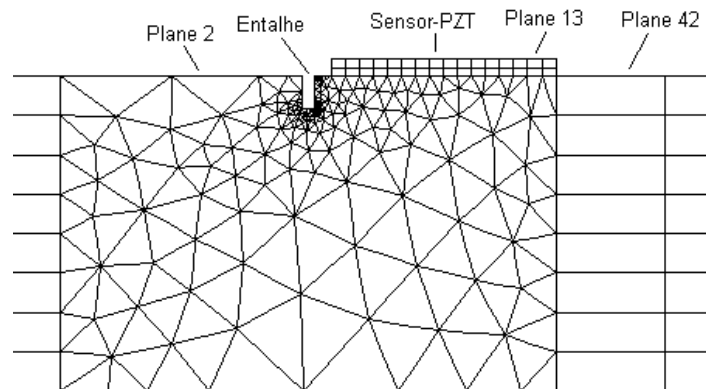


Figura 5. Malha de elementos finitos utilizada na modelagem de uma viga de alumínio com um entalhe e cerâmicas piezelétricas.

De maneira semelhante aos experimentos, na simulação por elementos finitos a viga foi excitada pelo atuador piezelétrico e obteve-se a resposta em frequência do sinal do sensor para cada comprimento da trinca. Os resultados são apresentados na Figura 6, onde constata-se um comportamento análogo ao que foi observado experimentalmente. Na Figura 7, pode-se observar a concordância entre os resultados experimentais e os resultados obtidos pelo método de elementos finitos para a viga de alumínio.

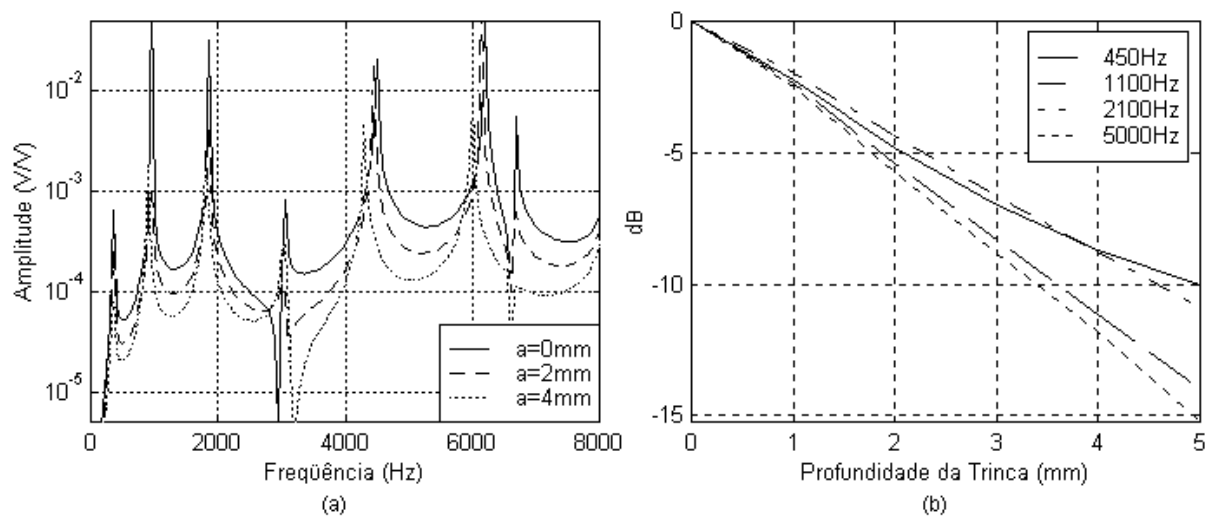


Figura 6. FRF para diferentes tamanhos do entalhe (a). Redução em dB na amplitude da FRF em algumas frequências selecionadas (b).

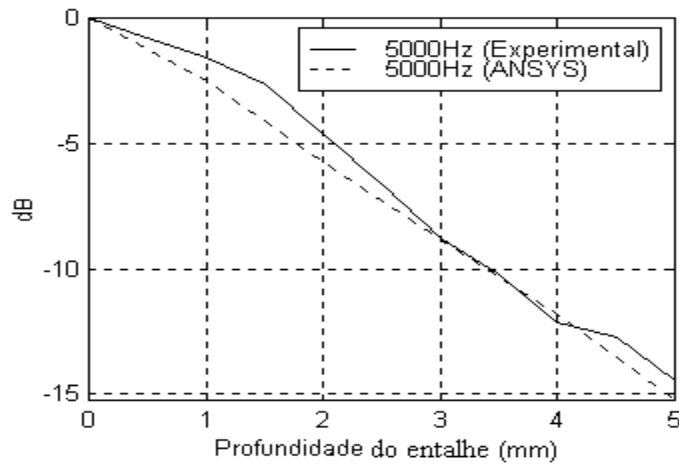


Figura 7. Comparação entre os resultados experimentais e o método de elementos finitos.

4. MONITORAÇÃO DE DEFEITOS EM ESTRUTURAS

Nesta seção, o método para monitoração de defeitos descrito nas seções anteriores, é avaliado para aplicações em estruturas de maior complexidade. A estrutura apresentada na Figura 8, foi construída com 29 barras aparafusadas em quatro cantoneiras de alumínio. Em uma das barras de alumínio, indicada na Figura 8, foi colocado um atuador e um sensor piezelétrico. Nos experimentos realizados com esta estrutura, repetiu-se o mesmo procedimento para acompanhamento de defeitos superficiais apresentado anteriormente. Primeiramente, as FRFs entre 0 e 12 KHz foram obtidas excitando a estrutura com um atuador piezelétrico e medindo sua resposta com o sensor piezelétrico.

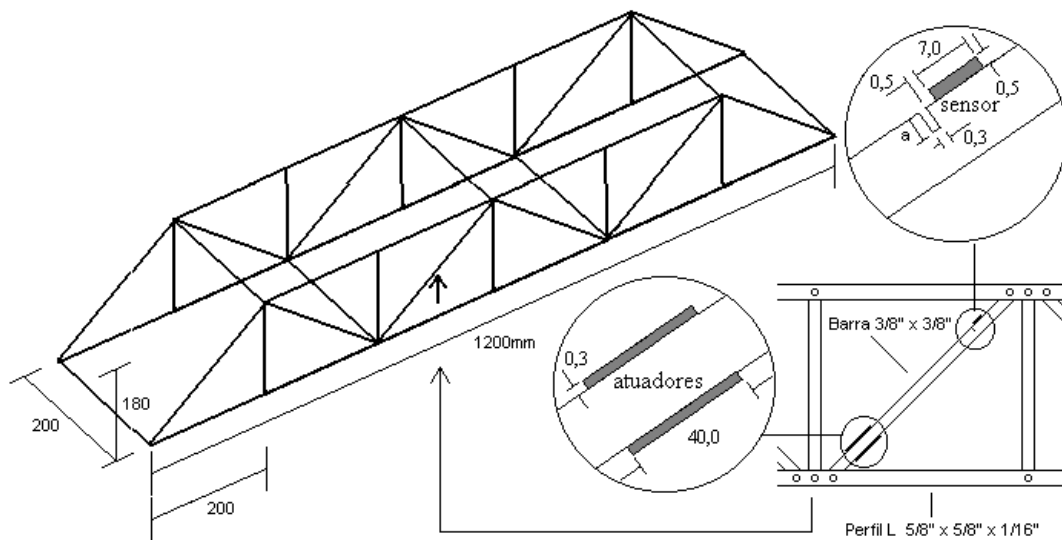


Figura 8. Monitoração do crescimento de um entalhe em uma estrutura.

As FRFs, servirão como referência para o estado inicial da estrutura, em que esta não apresenta nenhum defeito próximo ao sensor. Em seguida, usinou-se um entalhe com 0,3 mm de largura e com profundidade inicial de 0,5 mm, distante cerca de 0,5 mm do sensor. Este entalhe foi aprofundado gradualmente e para cada incremento em sua profundidade, obteve-se uma nova curva de resposta em frequência. A Figura 9(a), mostra as FRFs entre 1025 e 1400 Hz, para as várias profundidades do entalhe. A redução no sinal do sensor piezelétrico a

medida em que o entalhe se torna mais profundo, pode também ser observada na Figura 9(b) para algumas frequências escolhidas num espectro mais amplo.

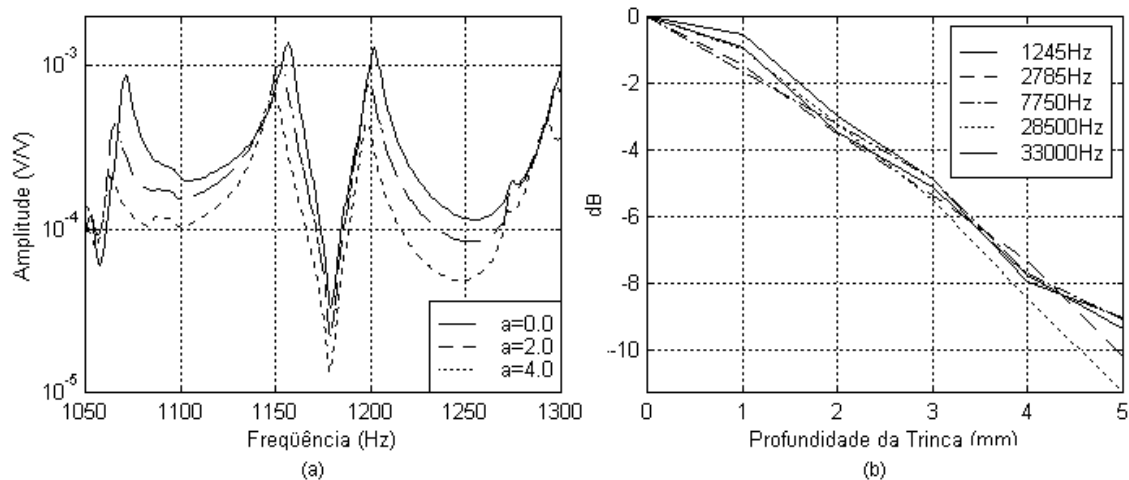


Figura 9. FRF para diferentes tamanhos do entalhe (a). Redução na amplitude da FRF(b).

5. CONCLUSÕES

Neste trabalho, um método para monitoração da propagação de defeitos superficiais em estruturas através da análise do sinal de sensores piezelétricos instalados próximo de falhas ou defeitos, foi descrito e avaliado por simulações e experimentos. Distintamente de outros procedimentos com objetivos semelhantes, neste método atuadores e sensores podem ser incorporados a estrutura, possibilitando o desenvolvimento de sistemas autônomos para monitoração de defeitos ou falhas.

A exploração prática deste método requer entretanto estudos adicionais para correlacionar a variação no sinal de sensores piezelétricos com a propagação de defeitos, levando-se em consideração a geometria, localização da falha, e as dimensões dos sensores. Outro ponto importante, é a possível influência de fatores ambientais sobre a resposta elétrica de sensores piezelétricos. Estas questões ainda estão abertas para investigações e são no momento objeto de estudo dos autores do presente trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- Badcock, R. A. and Birt, E. A., 1998, "The use of 0-3 piezocomposite embedded Lamb wave sensors for damage detection in advanced fibre composites", Proc. of the 4th European Conference on Smart Structures and Materials, Harrogate, UK, July, pp. 373-388 .
- Braga, A.M.B., Gama, A.L. and de Barros, L.P.F., 1998, "Models for the high frequency response of active piezoelectric composite beams", Proc. of the 4th European Conference on Smart Structures and Materials, Harrogate, UK, July 6-8, pp115-122.
- Gama, A. L., 1998, "Modelagem de Elementos Piezoelétricos para Excitação e Sensoriamento de Sinais Acústicos de Alta Frequência em Vigas Compósitas", Tese de Doutorado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Lin, M. and Chang, F. K., 1999, "Built-in diagnostics for composite structures, Proc. of PACAM IV, Vol. 7, Rio de Janeiro, Brasil, pp. 613-614.
- Monkhouse, R.S.C., Wilcox, P.W., Lowe, M.J.S., Dalton, R.P. and Cawley, P., 1998, "The rapid monitoring of structures using interdigital Lamb wave transducers", Proc. of the 4th European Conference on Smart Struc. and Mat., Harrogate, UK, July, pp. 397-404.

DIAGNÓSTICO AMBIENTAL PRELIMINAR DAS INDÚSTRIAS TÊXTEIS DO RIO GRANDE DO NORTE

Marcos Eugênio Cure de Medeiros

Centro de Ciências Exatas e da Terra/UFRN

Campus Universitário - Lagoa Nova

CEP. – 59078-970 - Natal/ RN

Fax: (084) 215-3781

E-mail: marcure@ccet.ufrn.br

Luiz Pereira de Brito

Centro de Tecnologia/UFRN

Campus Universitário - Lagoa Nova

CEP. – 59078-970 - Natal/ RN

Fax: (084) 215-3768

E-mail: luizper@ufrnet.ufrn.br

***RESUMO.** No âmbito do Estado do Rio Grande do Norte, as indústrias têxteis e as de confecções respondem pela maior parcela da indústria local. Considerando a importância sócio-econômica deste setor para o Estado, iniciou-se um estudo visando elaborar um diagnóstico ambiental preliminar deste segmento com o objetivo de observar conformidades e não conformidades em relação à legislação vigente no país e nível de adesão a série de normas ISO 14.000.*

PALAVRAS CHAVES: ISO, Legislação, Sistema de Gestão Ambiental.

1. INTRODUÇÃO

A quebra das fronteiras entre os países nos quatro cantos do mundo pelo comércio internacional vem se constituindo em um dos mais importantes fenômenos econômicos do nosso século: “A globalização da economia mundial”. Neste novo quadro, empresas dos diversos países passam a concorrer não só com outras empresas domésticas, mas também com outras empresas de todo o mundo as quais podem estar, como é o caso das empresas dos países desenvolvidos, operando com níveis tecnológicos bem mais avançados em relação às dos países subdesenvolvidos, na maioria dos casos.(AENOR, 1997).

O aumento da distância física entre os produtores e os consumidores aumentou também a dificuldade de se ter garantia sobre os produtos comercializados, o que gerou uma grande necessidade de standardização, tanto dos produtos como dos processos de produção, vindo a servir como referencial na comparação entre os mesmos, independentemente de sua origem. O melhor exemplo de como essa necessidade vem sendo sanada é a adoção e aceitação das normas da ISO (International Standardization Organization), nas séries 9000 e 14000. Adotando critérios bastantes rígidos, as empresas se vêem estimuladas a atingir padrões mais elevados de qualidade, o que leva a uma melhoria de seus produtos e a uma aceitação global dos mesmos.(Brito, 1997).

O fenômeno da globalização aliado ao rápido processo de desenvolvimento tecnológico vem tornando empresas obsoletas da noite para o dia, pois muitas delas (principalmente as

localizadas em lugares onde há obstáculos para a modernização) não conseguem acompanhar o ritmo de desenvolvimento das concorrentes. Isto tem atraído a atenção do empresariado, que vem se mostrando muito mais preocupado em aumentar a eficiência de suas empresas, enxugando seus processos produtivos e aplicando técnicas de melhoria da qualidade, tudo isso voltado para um aumento da produtividade das mesmas.(Castro, 1996).

No Brasil, principalmente após a recente abertura ao comércio exterior, a concorrência com empresas estrangeiras foi, em certos setores catastrófica. O longo período de fechamento para o resto do mundo provocou a estagnação de muitas empresa, desacostumadas a concorrências mais agressivas e sem condições favoráveis para grandes investimentos. Mas, se por um lado, a súbita exposição à empresas estrangeiras mais capacitadas tecnologicamente provocou o fechamento de muitas empresas (com suas conseqüências sociais imediatas), por outro, provocou uma reação positiva do empresariado no sentido de se investir e se desenvolver tecnologicamente, por piores que fossem as condições, pois seria a única forma de sobreviverem no mercado.(Cortinas, 1994).

Desde épocas bastante remotas, o homem vem se aperfeiçoando quanto à tecnologia empregada para a fabricação de tecido. Com passar do tempo, ele vem dedicando-se à descoberta de novas máquinas e equipamentos que possam tornar o seu trabalho mais produtivo e de melhor qualidade. Por esse motivo, a indústria têxtil, dispõe atualmente das mais diversas áreas de atuação: beneficiamento, fiação, tecelagem, malharia, acabamento e laboratório.(Herrisson, 1996).

No âmbito estadual norte-rio-grandense, onde as indústrias têxteis respondem pela maior parcela da indústria local, o quadro não diferiu do verificado no contexto nacional. Muitas empresas encerraram suas atividades endividadas ou sem compradores para seus produtos, ao passo que outras, mais bem preparadas, cresceram abruptamente nos últimos anos e ainda apresentam indicadores de crescimento para o futuro próximo.(Juchem, 1995).

2. OBJETIVOS

Elaborar um diagnóstico preliminar ambiental deste setor industrial com vistas a observar: conformidade e não-conformidades em relação a legislação vigente no país e nível de adesão a série de normas ISO 14000.

3. JUSTIFICATIVAS

O crescimento do parque industrial do Rio Grande do Norte, a importância sócio-econômica do setor têxtil para o estado, a necessidade de, promover-se o desenvolvimento industrial sustentável, o alto custo social e financeiro da degradação ambiental, a importância de uma gestão ambiental competente para a preservação do meio ambiente, a necessidade de conhecer-se o grau de adesão do setor a série de normas ISO 14000, a necessidade de gerar-se dados ambientais locais para a literatura técnica especializada, são alguns fatores que justificam a elaboração de um diagnóstico preliminar ambiental das indústrias têxteis do estado do Rio Grande do Norte.

4. METODOLOGIA

O primeiro passo do projeto foi definir que tipos de variáveis deveriam ser analisadas para se ter os aspectos relacionados com a gestão ambiental, nível de adesão a série de normas ISO 14000 e legislação ambiental. A partir daí foi elaborado um questionário com 53 perguntas divididas em 6 campos de assuntos distintos, explanados a seguir:

- I) Aspectos Formais.
- II) Tratamento Adotado para os Efluentes Líquidos.

- III) Tratamento Adotado para o Ar.
- IV) Tratamento Adotado para os Resíduos Sólidos.
- V) Poluição Sonora e outra Preocupações.
- VI) Posição da Empresa no que diz Respeito ao Sistema de Gestão Ambiental.

A aplicação dos questionários deu-se por meio de entrevistas pessoais junto a diretores das empresas ou a funcionários responsáveis diretamente pela produção das mesmas. Foram entrevistadas todas as empresas operantes nas diversas áreas abrangidas pelo setor têxtil (beneficiamento, fiação tecelagem, malharia e acabamento). Terminada a coleta, fez-se então uma compilação dos dados.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Todos os resultados aqui apresentados foram obtidos a partir de aplicações de questionário. portanto refletem a situação ambiental do setor têxtil sob a ótica das empresas pesquisadas.

5.1 - Caracterização das Empresas

Neste item, pretende-se apresentar os resultados e análises das respostas dadas pelas empresas através dos questionários, relacionados com a gestão ambiental, nível de adesão à série de normas ISO 14000 e legislação ambiental vigente no País.

5.1.1 – Quanto aos Aspectos Formais

60% das empresas afirmaram a existência de: relatórios ou registros de inspeções ambientais, um sistema de gestão ambiental e conhecimento da série de normas ISO 14000.

80% das empresas são inspecionadas por órgão estadual e afirmaram ter conhecimento de leis ou regulamentações governamentais para despejos industriais.

40% das empresas afirmaram adotar procedimentos previstos na norma ISO 14000 e preocupação para a implantação de um sistema de gestão ambiental.

100% das empresas apresentaram resultados positivos quanto as inspeções ambientais.

20% das empresas obtiveram certificação ambiental. (Tabelas e gráficos de 1 a 9, anexo II).

Não se pode precisar que tipos de inspeções são realizadas. Provavelmente as certificações a que se referem as empresas são pela ISO 9000 (gestão de qualidade total). Esta bastante difundida e que apresenta muitos pontos em comum com a série de normas ISO 14000 (gestão de qualidade ambiental) recentemente publicada e, portanto, pouco conhecida.

5.1.2 – Quanto aos Tratamentos Adotados para os Efluentes Líquidos

100% das empresas afirmaram a existência de monitoramento nos efluentes, a não existência de aspectos que não estão de acordo com a legislação ambiental, a não existência de pendências registradas pelos órgãos de inspeção ambiental, a não existência

de plano de emergência para controle de contaminações acidentais e, afirmaram adotar algum tratamento para os efluentes. (Tabelas e gráficos de 10 a 14, anexo II).

Esta totalidade se deve provavelmente ao fato das empresas considerarem a água como uma das suas principais matérias primas, e dedicarem a mesma uma atenção especial dentro do processo industrial. Um pré-tratamento é feito através de lagoas de estabilização e depois entregue a CAERN para um posterior tratamento. É motivo de preocupação a não existência de plano de emergência para controle de contaminações acidentais.

5.1.3 – Quanto aos Tratamentos Adotados para o Ar

100% das empresas afirmaram a não existência de pendências registradas pelos órgãos de inspeção ambiental e a não existência de aspectos que não estão de acordo com a legislação ambiental.

60% das empresas afirmaram adotar algum tratamento para os gases e monitoramento dos mesmos.

40% das empresas afirmaram a existência de plano de emergência para controle de contaminações acidentais. (Tabelas e gráficos de 15 a 19, anexo II).

Não se pode precisar quais os tratamentos adotados para o ar. Provavelmente são os necessários para atender os níveis de contaminações estabelecidos na legislação ambiental. Considera-se preocupante em apenas 40% das empresas existir um plano de controle de contaminações acidentais para o ar.

5.1.4 – Quanto aos Tratamentos Adotados para os Resíduos Sólidos

100% das empresas afirmaram a não existência de: aspectos que não estão de acordo com a legislação ambiental, pendências registradas pelos órgãos de inspeção ambiental e plano de emergência para controle de contaminações acidentais. A totalidade das empresas adota algum tratamento para os resíduos sólidos e faz monitoramento dos mesmos. (Tabelas e gráficos de 20 a 24, anexo II).

Este percentual máximo se deve provavelmente ao fato das fibras têxteis naturais: seda, lã, algodão, juta, cânhamo, linho, rami, sisal, amianto e as fibras sintéticas: raion viscoso, raion acetato, acrílico, elastano, poliamida e poliéster serem consideradas as suas principais matérias primas. Daí merecerem uma grande atenção por parte das empresas.

5.1.5 – Quanto a Poluição Sonora e Outras Preocupações

100% das empresas afirmaram que são feitas medições quanto ao nível de ruído e iluminação.

20% das empresas afirmaram ser feitos monitoramentos toxicológicos no local de trabalho.

60% das empresas afirmaram a existência de manipulação de produtos perigosos na produção ou nos laboratórios.(Tabelas e gráficos de 25 a 28 , anexo II).

Os órgãos que inspecionam as empresas no que diz respeito a gestão ambiental são o IDEMA (órgão estadual) e a SEMURB (órgão municipal).

Todas as empresas adotam como plano de emergência a reposição imediata do sistema filtrante como controle para contaminações acidentais.

Todas as empresas reciclam, vendem em forma de fardos e os colocam em aterros sanitários os resíduos sólidos produzidos por elas.

Quanto ao volume médio mensal do efluente líquido industrial produzido por empresa, este volume varia de: 102,312 m³ à 130.968 m³. Intervalo este, obtido através do teste *t de student* com 95% de confiança, partindo da estimativa de que o consumo médio de água é de 162 m³/hora.

Quanto ao volume médio mensal gasoso produzido por empresa, este volume varia de: 217.974.555 m³ à 442.742.733 m³. Intervalo este, obtido através do teste *t de student* com 95% de confiança, partindo da estimativa de que os gases produzidos em média são de 1.440.000 m³/hora.

Quanto ao volume médio mensal produzido pelos resíduos sólidos por empresa, este volume varia de 45,8 t à 129,2 t. Intervalo este, obtido através de teste *t de student* com 95% de confiança, partindo da estimativa de que os resíduos sólidos em média produzidos são de 110t ao mês. (Questionário, anexo I).

5.1.6 – Quanto a Posição da Empresa no que diz Respeito ao Sistema de Gestão Ambiental:

Tabela 1 ASPECTOS QUE DETERMINAM OU DETERMINARAM A ADOÇÃO DO S .G. A.(Sistema de Gestão Ambiental).

MOTIVOS	FIAÇÃO	COMPLETA
Imagem da indústria junto a opinião pública	4,0	5,0
Degradação ambiental produzida pela indústria	3,0	5,0
Contaminação devida ao resíduo da produção	3,0	5,0
Pressão dos vizinhos e comunidade	3,0	4,3
Pressão da concorrência	2,5	4,0
Necessidade de crescimento industrial	4,0	4,3
Proporcionar <i>marketing</i> para a empresa	4,5	5,0
Proporcionar redução de custos	4,0	5,0
Sobrevivência da indústria	5,0	5,0
Exigência do governo	5,0	5,0

Nota: Escala adotada para os motivos: 1 = Totalmente irrelevante, até 5 = Totalmente relevante.

Quanto a motivação para as indústrias adotarem um sistema de gestão ambiental, todas as indústrias de fiação quanto as completas elegeram a sobrevivência da indústria e a exigência do governo como totalmente relevante para a adoção do S.G.A. Com médias variando de 4.0 à 5.0 as indústrias elegeram a imagem junto a opinião pública, a redução de custos e o marketing.

As indústrias completas em todos os itens apresentaram uma média acima de 4.0 como motivação para adotarem um S.G.A.

As indústrias de fiação apresentaram uma média acima de 2.0 como motivação para adotarem um S.G.A., apresentando uma média de 2.5 (mais baixa) para a pressão da concorrência como motivação para adotarem um S.G.A.

6 - CONCLUSÕES

1) O setor têxtil do Rio Grande do Norte apresenta um perfil considerado bom do ponto de vista ambiental, ressaltando-se que esta conclusão fundamenta-se nos dados obtidos a partir de uma auto-avaliação das empresas pesquisadas, compilados e analisados no presente trabalho.

2) O perfil ambiental traçado sob a ótica das empresas, tende a maximizar os procedimentos já adotados pelas mesmas, benéficos ao meio ambiente e minimizar os danos ambientais produzidos pelo processo industrial. Fato este previsível e já esperado no Estado, tendo em vista a crescente preocupação social com as questões ambientais e a necessidade das empresas em apresentarem-se ambientalmente responsáveis perante a opinião pública.

3) É baixo o percentual de empresas do setor no Rio Grande do Norte com certificação ambiental (20%). No entanto não foi possível precisar no âmbito deste estudo, as origens das certificações obtidas.

4) 60% das empresas afirmaram possuir sistemas de gestão ambiental e os implantaram principalmente em função de: exigências do governo, necessidade de sobrevivência da indústria, proporcionar marketing e redução de custos para empresa e melhorar a imagem da mesma junto à opinião pública.

5) A totalidade das empresas pesquisadas afirmaram realizar tratamento dos efluentes líquidos e dos resíduos sólidos. Neste trabalho também não foi possível determinar se os citados tratamentos atendem aos padrões de qualidade para lançamento em processos de tratamentos subsequentes.

6) Todas as empresas estudadas realizam medições do nível de ruídos e afirmam não ter pendências com órgãos ambientais com respeito a este e outros tipos de contaminações.

7) Este setor industrial, para realizar suas atividades em conformidade com o princípio do desenvolvimento sustentável, deverá adotar procedimentos de gestão ambiental continuamente aperfeiçoados para mitigar os impactos negativos gerados, e buscar certificações ambientais pela série de normas ISO 14000. Os referidos procedimentos são consistentes com os da série ISO 9000 da gestão de qualidade total e, conforme o caso, são estruturas complementares e não paralelas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AENOR. Norma Española. Directrices para la auditoría medioambiental. Principios generales. UNE-EN ISO 14010. Madri, 1997.

AENOR. Norma Española. Directrices para la auditoría medioambiental. Procedimientos de auditoría. UNE-EN ISO 14011. Madri, 1997.

AENOR. Norma Española. Directrices para la auditoría medioambiental. Criterios de cualificación para los auditores medioambientales. UNE-EN ISO14012. Madri, 1997.

BRITO. L. P. de. Sistema de gestão ambiental ISO 14000. Natal, UFRN/PGGQT, 1997.

BRITO. L. P. de. Gestão de qualidade total. Natal UFRN/PGGQT, 1997.

CASTRO. N. de. A questão ambiental o que todo empresário precisa saber. Brasília, 2ª edição. Ed. Sebrae, 1996.

CORTINAS. J. Aspectos práticos de uma auditoria do meio ambiente. Madri, 1994.

HERRISON. L. Manual de auditoria medioambiental. Higiene y seguridad. 2ª edição, McGraw-Hill, Madri, 1996.

JUCHEM. P.A. Gestão e auditoria ambiental. Curitiba, FAE/CDDE, 1995.

MODELO SEMI-EMPÍRICO DE CONDICIONADOR DE GABINETE RESFRIADO A AR PARA ANÁLISE DINÂMICA DO COMPORTAMENTO INTEGRADO DE EDIFICAÇÕES E SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO

Jorge E. Corrêa

Universidade Federal do Pará, Centro Tecnológico, Depto. de Engenharia Mecânica
Cx. P. 8612 – 66075-970 – Belém, PA, Brasil – E.mail: jecorrea@amazon.com.br

Cláudio Melo

Cezar O. R. Negrão

Universidade Federal de Santa Catarina, Depto. de Engenharia Mecânica, NRVA
CEP 88040-900 – Florianópolis, SC, Brasil – E.mail: melo@nrva.ufsc.br

Resumo

Neste trabalho apresenta-se um modelo semi-empírico de condicionador de gabinete resfriado a ar, que inserido no programa ESP-r (*Environmental System Performance – research version*) permitirá a análise dinâmica do comportamento integrado de edificações e sistemas de climatização usando esses equipamentos. Resultados de simulações em condições operacionais existentes no Brasil são obtidos e analisados.

Palavras-chave: Simulação, Climatização, Ar condicionado, Edificações, Energia.

1. INTRODUÇÃO

Dos sub-sistemas da edificação o de climatização é um dos que mais consome energia. Isto tem motivado o desenvolvimento de programas computacionais para simular a interação térmica deste com a edificação, a fim de racionalizar esse consumo. A maioria desses programas surgiu em países de clima frio, e os modelos de equipamentos foram direcionados à calefação. No Brasil, onde predomina o clima tropical, o uso de condicionadores de gabinete resfriados a ar é bastante comum. Desse modo, apresenta-se um modelo semi-empírico desse tipo de equipamento, que inserido no programa computacional ESP-r (Clarke, 1985) permitirá simulações adequadas à realidade brasileira.

2. MODELO PROPOSTO

No ESP-r os equipamentos são representados por nós. Em cada nó são derivados balanços de massa e energia originando um conjunto de equações que descrevem o seu comportamento no espaço e no tempo. A discretização dessas equações pelo método dos volumes finitos estabelece um sistema matricial em termos de temperatura T e vazões mássicas de ar seco \dot{m}_a e vapor d'água \dot{m}_v . Na Fig. 1, o nó i representa a serpentina de resfriamento e o nó j outro equipamento. Os balanços de energia e massa de ar seco e vapor d'água em i , num instante de tempo qualquer, fornecem:

$$R_{i,j}(\dot{m}_{a,j}c_{pa} + \dot{m}_{v,j}c_{pv})(T_j - T_i) + \dot{m}_c h_{v,i}^S - \dot{q}_E = M_i \bar{c}_i \frac{\partial T_i}{\partial t} \quad (1)$$

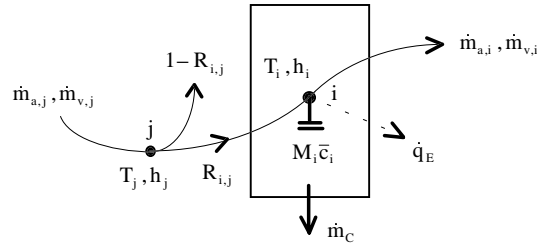


Figura 1. Esquema unidodal do condicionador de gabinete.

$$\dot{m}_{a,i} - R_{i,j} \dot{m}_{a,j} = 0 \quad (2)$$

e

$$\dot{m}_{v,i} - R_{i,j} \dot{m}_{v,j} = -\dot{m}_c \quad (3)$$

onde c_{pa} e c_{pv} são o calor específico à pressão constante, $R_{i,j}$ a fração de ar úmido oriunda de **j** que atinge **i**, $h_{lv,i}^S$ a entalpia de condensação do vapor d'água saturado à T_i , \dot{q}_E a remoção de calor, M_i a massa, \bar{c}_i o calor específico médio, t o tempo, e \dot{m}_c a vazão mássica de condensado.

Neste modelo, o ar deixa a serpentina no estado de saturação à T_i . As capacidades sensível e latente são obtidas por:

$$\dot{q}_S = \dot{m}_{a,i} (c_{pa} + W_j c_{pv}) (T_j - T_i) \quad (4)$$

e

$$\dot{q}_L = \dot{m}_{a,i} h_{lv,i}^S (W_j - W_i^S) \quad (5)$$

onde W_j é a umidade absoluta do ar em **j** e W_i^S é a umidade absoluta do ar saturado à T_i . Só existirá capacidade latente se a temperatura na serpentina T_i for menor do que a temperatura de orvalho do ar em **j**. A capacidade de resfriamento total é a soma da sensível com a latente, pois não é considerado o sub-resfriamento do condensado (Ashrae, 1996).

A remoção de calor na Eq. (1) é avaliada por um algoritmo independente representando o desempenho do condicionador. Deste modo, seu comportamento dinâmico é função desta remoção de calor e da capacidade térmica da serpentina de resfriamento. Mais detalhes de modelos de equipamentos adequados ao ESP-r podem ser obtidos em Aasem (1993).

2.1 Modelo de condicionador de gabinete resfriado a ar

O condicionador de gabinete resfriado a ar é esquematizado na Fig. 2. Os componentes do ciclo de refrigeração são: compressor alternativo hermético, condensador resfriado a ar, válvula de expansão termostática e serpentina de resfriamento. Ventiladores radiais movimentam o ar através do condensador e da serpentina de resfriamento. Um modelo para cada componente será obtido e depois de integrados representará o condicionador.

Modelo semi-empírico de compressor alternativo hermético. É baseado no modelo proposto em Popovic e Shapiro (1995). Dados de capacidade de resfriamento e consumo de energia, obtidos em catálogos de fabricantes, são usados para ajustar seus parâmetros internos, tais como: coeficiente de volume nocivo, perda de carga efetiva nas válvulas e superaquecimento dentro da carcaça hermética. A Fig. 3 mostra o compressor incorporado ao ciclo de refrigeração sobre o diagrama pressão-entalpia. As expansões nas válvulas são

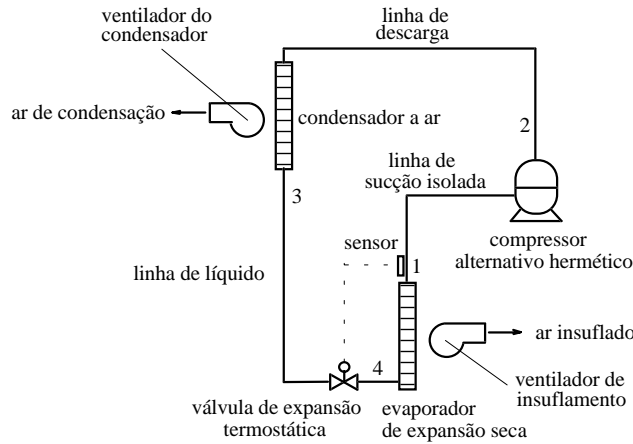


Figura 2. Esquema do condicionador de gabinete resfriado a ar.

isentálpicas, a condensação e a evaporação ocorrem à pressão constante e a compressão é politrópica. A capacidade de resfriamento total e a potência elétrica de compressão são dadas por:

$$\dot{q}_E = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (6)$$

e

$$\dot{w}_{elet} = \gamma_1 + \gamma_2 \dot{w}_{poli} + \gamma_3 \dot{w}_{poli}^2 \quad (7)$$

onde h_4 é a entalpia do refrigerante na entrada da serpentina e h_1 na saída. Os coeficientes da Eq. (7) são determinados de acordo com o compressor usado pelo condicionador de gabinete. A potência de compressão é igual à taxa de trabalho termodinâmico politrópico (Moran e Shapiro, 1992), dada por:

$$\dot{w}_{poli} = \dot{m}_r \frac{n}{n-1} P_{suc} v_{suc} \left[\left(\frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right] \quad (8)$$

A vazão mássica de refrigerante nas Eqs. (6) e (8) é dada por:

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{V}_d}{v_{suc}} \left[1 + C_{vn} - C_{vn} \left(\frac{P_{des}}{P_{suc}} \right)^{1/n} \right] \quad (9)$$

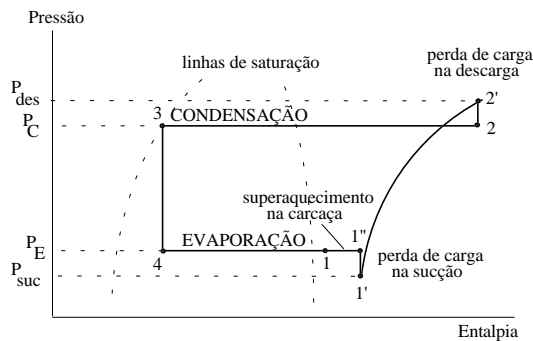


Figura 3. Modelo de compressor incorporado ao ciclo de refrigeração.

O expoente politrópico do HCFC-22 é $n = 1,2094 - (0,2931/r) + (0,7802/r^2)$ onde r é a relação entre a pressão de descarga P_{des} e a de sucção P_{suc} (Gosling, 1980). O volume deslocado \dot{V}_d depende da geometria e da r.p.m. do compressor. O coeficiente de volume nocivo C_{vn} é uma informação sigilosa do fabricante. A pressão de descarga é a soma da pressão de condensação com a perda de carga efetiva na válvula de descarga; a de sucção obtém-se subtraindo a perda na válvula de sucção da pressão de evaporação (vide Fig. 3).

O ajuste procurou uma combinação de valores de coeficiente de volume nocivo, perda de carga efetiva nas válvulas e superaquecimento na carcaça que minimizasse a soma dos erros relativos entre os valores calculados pelas Eqs. (6) e (7) e os de catálogo.

Modelo de condensador. O modelo de condensador é baseado no método ε - NTU (efetividade-número de unidades de transferência de calor). A temperatura de condensação é dada por:

$$T_C = T_{AE} + (\dot{q}_C / \varepsilon_C \dot{m}_{a,C} c_{pa}) \quad (10)$$

onde T_{AE} é a temperatura de bulbo seco do ar externo, \dot{q}_C o calor cedido no condensador, ε_C a efetividade e $\dot{m}_{a,C}$ a vazão mássica de ar. A temperatura de bulbo seco do ar externo é obtida diretamente no arquivo de dados climáticos. Considerando o processo de compressão adiabático, o calor cedido no condensado é dado por:

$$\dot{q}_C = \dot{q}_E + \dot{w}_{poli} \quad (11)$$

Admitindo que os efeitos de dessuperaquecimento e de um eventual sub-resfriamento do refrigerante são desprezíveis, a efetividade é dada por:

$$\varepsilon_C = 1 - \exp(-UA_C / \dot{m}_{a,C} c_{pa}) \quad (12)$$

onde UA_C é a condutância global do condensador.

Modelo de serpentina de expansão direta. Durante o funcionamento do condicionador a temperatura da superfície externa dos tubos em contato com o ar é muito próxima da temperatura de evaporação. Essa temperatura superficial, geralmente abaixo do ponto de orvalho do ar, deixa a superfície da serpentina molhada. Neste caso, a temperatura de evaporação é calculada diretamente por uma relação funcional da forma:

$$T_E = f(h_{T_E}^S) \quad (13)$$

e

$$h_{T_E}^S = h_{E1} - (\dot{q}_E / \dot{m}_{a,E} \varepsilon_E) \quad (14)$$

onde $h_{T_E}^S$ é a entalpia do ar saturado na temperatura da serpentina, h_{E1} a entalpia do ar na entrada e $\dot{m}_{a,E}$ a vazão mássica de ar. A efetividade da serpentina molhada é dada por:

$$\varepsilon_E = 1 - \exp(-UA_E / \dot{m}_{a,E} c_{pa}) \quad (15)$$

onde UA_E é a condutância global da serpentina.

Modelo de ventilador. Nos condicionadores de gabinete, o motor elétrico do ventilador está em contato com o ar insuflado e o aquece. Admitindo o ar como fluido incompressível, este ganho de calor é dado por:

$$\dot{w}_f = \left(\dot{V}_a / \dot{V}_{a,nom} \right)^3 \dot{w}_{f,nom} \quad (16)$$

onde \dot{V}_a e $\dot{V}_{a,nom}$ são as vazões de ar real e nominal e $\dot{w}_{f,nom}$ é a potência elétrica nominal. Os valores nominais são obtidos em catálogo. A vazão de ar real é fornecida pelo usuário.

Propriedades termodinâmicas do HCFC-22. As propriedades termodinâmicas do refrigerante são obtidas por curvas ajustadas aos dados tabelados do HCFC-22. O programa Refprop 4.0 (Gallagher et. al., 1993) foi usado para gerar as tabelas, e os ajustes foram realizados pelo programa Grapher 1.06 (Schmitz et. al., 1992).

Modelo de condicionador de gabinete. Para obter a capacidade de resfriamento total e a potência elétrica do condicionador os equipamentos são integrados de acordo com o esquema da Fig. 2, permitindo que as temperaturas de evaporação e de condensação sejam determinadas. Essas temperaturas dependem das vazões mássicas de ar, das condutâncias globais e das trocas de calor no evaporador e no condensador. As condutâncias globais e as vazões mássicas de ar são constantes. Desse modo, o calor transferido no evaporador e no condensador depende, respectivamente, das temperaturas de evaporação e de condensação e vice-versa, mostrando que um processo iterativo é necessário para determinação dessas quantidades. Este fluxograma pode ser obtido em Corrêa (1998). A Fig. 4 mostra os resultados do modelo comparados aos valores de catálogo, para capacidades nominais de 17,6 kW (5 TR) a 70,3 kW (20 TR). Observa-se erros de até $\pm 6\%$.

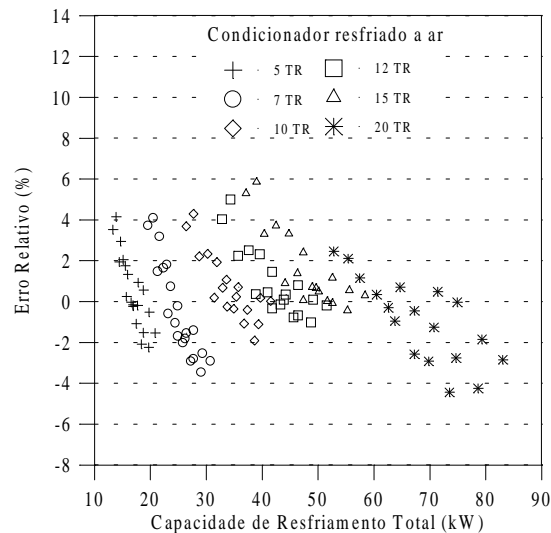


Figura 4. Valores calculados pelo modelo de condicionador comparados aos de catálogo, em todas as condições de operação disponíveis.

3. SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO

Para demonstrar as potencialidades do modelo, o mesmo foi usado num sistema de climatização com vazão de ar constante, conforme o esquema da Fig. 5. O ar recirculado

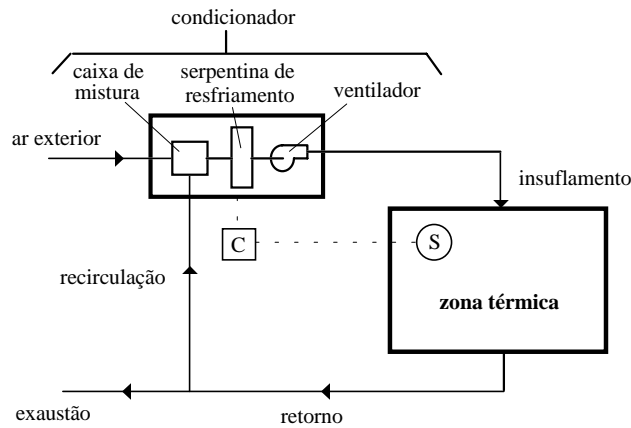


Figura 5. Sistema de climatização com vazão de ar constante.

mistura-se ao ar externo de ventilação em proporções adequadas. O ventilador de insuflamento movimenta o ar tratado através da zona térmica. O sistema de controle é do tipo *on-off* e atua durante todo o tempo de ocupação da edificação, de 8:00 às 18:00 horas. O sensor (S) avalia a temperatura do ar na zona térmica e o controlador (C) liga e desliga o compressor.

A zona térmica da edificação apresenta um volume total de 450 m^3 . Todas as paredes são de tijolos comum com reboco em argamassa. O piso de concreto é assentado diretamente sobre o solo. A laje pré-moldada é termicamente isolada. As janelas usam vidro comum. As cargas térmicas eventuais são provenientes da infiltração de ar, dos ocupantes e da iluminação artificial. A vazão de ar de infiltração correspondente a 0,2 trocas de ar por hora. A iluminação fluorescente dissipa 25 W/m^2 de área útil de piso, sendo que 60 % é parcela radiante e 40 % convectiva. Os dez ocupantes realizam atividades moderadas e cada um dissipa 95 W de calor sensível, sendo 20 % de parcela radiante e 80 % de convectiva e 45 W de calor latente.

Foi usado um condicionador de 5 TR (17,6 kW) e as simulações foram realizadas para o dia 11 de janeiro, usando um arquivo climático para Florianópolis – SC (27° latitude Sul; 48° longitude Oeste).

4. ANÁLISE DE RESULTADOS

As Figs. 6 e 7 mostram as capacidades de resfriamento total, sensível e latente em dois períodos do dia. Observa-se que a duração do ciclo *on-off* é maior no primeiro período (13

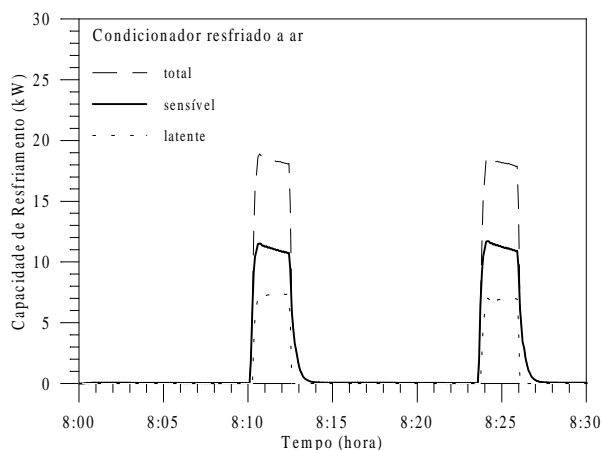


Figura 6. Capacidades de resfriamento de 8:00 às 8:30 horas.

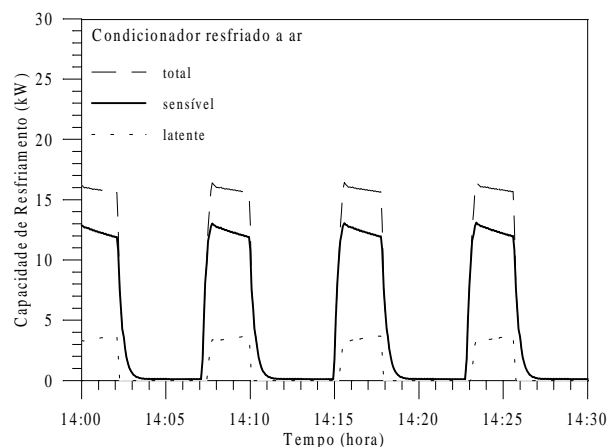


Figura 7. Capacidades de resfriamento de 14:00 às 14:30 horas.

minutos e 30 segundos) do que no segundo (8 minutos). No primeiro, o condicionador fica ligado cerca de 2 minutos e 30 segundos (18,5 % do tempo total do ciclo); no segundo, o tempo ligado aumenta para cerca de 3 minutos (37,5 % do tempo total do ciclo). Durante um ciclo *on-off*, quando a temperatura da serpentina torna-se menor do que a do ponto de orvalho do ar na entrada do condicionador, surge uma capacidade de resfriamento latente. Quando o compressor é desligado (porém o ventilador de insuflamento continua ligado), a capacidade latente cessa tão logo a temperatura da serpentina supere esse ponto de orvalho. Depois disso, as capacidades sensível e total são iguais, e, diferentemente da capacidade latente, vão reduzindo mais lentamente. Essa taxa de redução menor está relacionada com a inércia térmica da serpentina. Durante um ciclo *on-off*, após o pico de capacidade de resfriamento total, a capacidade sensível diminui enquanto a latente aumenta (vide Fig. 6 ou 7).

A Fig. 8 mostra a temperatura do ar na zona térmica e a de insuflamento entre 8:00 e 8:30 horas. O *setpoint* do controle *on-off* é ajustado para 25 ± 1 °C. Quando a temperatura do ar na zona térmica atinge 26 °C o compressor é ligado e o ar insuflado resfria a zona térmica. Se essa temperatura atinge 24 °C o compressor é desligado, porém, como o ventilador permanece ligado as temperatura de insuflamento e da zona térmica ainda sofrem pequenas reduções, causadas pelo efeito das inércias térmicas da serpentina de resfriamento e da edificação, antes de voltarem a subir. O mesmo efeito é responsável pelo resfriamento da zona ocorrer em menos tempo que seu aquecimento.

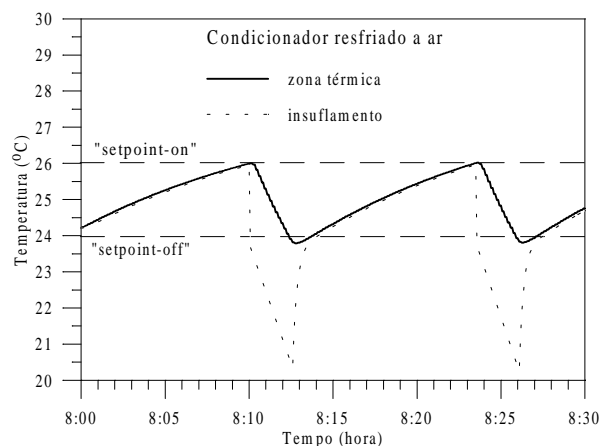


Figura 8. Temperaturas de insuflamento do ar e na zona térmica entre 8:00 e 8:30 horas.

A Fig. 9 mostra a potência elétrica total e a do compressor entre 8:00 e 9:00 horas. Quando o condicionador está ligado a potência total é a soma das potências do compressor e dos ventiladores; quando desligado, essa potência é igual a do ventilador de insuflamento, que permanece movimentando ar. Durante o período mostrado, não houve variações acentuadas dessas potências. Isto ocorre porque nos condicionadores de gabinete as vazões nos ventiladores permanecem inalteradas. Além disso, as condições que determinam as temperaturas de evaporação e de condensação, e, em consequência a potência de compressão, também não mudaram significativamente nesse período.

A Fig. 10 mostra o consumo de energia elétrica do condicionador em cada hora do período de controle. O consumo aumenta bastante a partir de 14:00 horas, porque o aumento da carga térmica faz aumentar a frequência dos ciclos *on-off*. Daí em diante, o consumo representa 58,5 % de um total de 32,8 kW-h consumidos durante o dia.

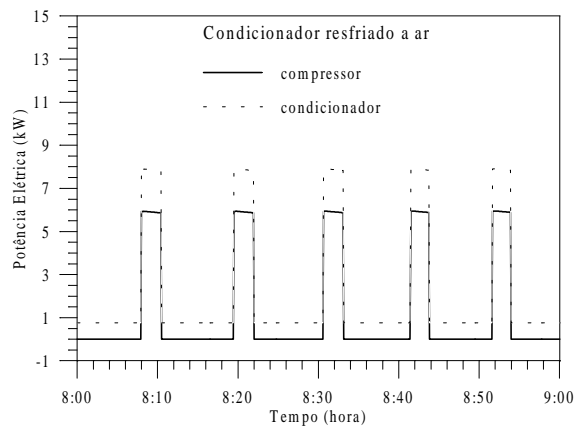


Figura 9. Potência elétrica do compressor e do condicionador, entre 8:00 e 9:00 horas.

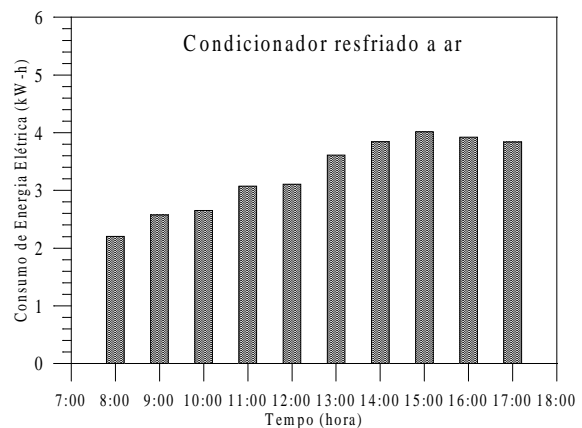


Figura 10. Consumo de energia elétrica no condicionador, entre 8:00 e 18:00 horas.

5. CONCLUSÕES

O modelo proposto representa razoavelmente bem o comportamento dinâmico do condicionador de gabinete resfriado a ar abordado neste trabalho. Deve ser ressaltado que assumiu-se este comportamento dependente apenas da remoção de calor e da inércia térmica da serpentina de resfriamento, não sendo considerados atrasos provocados por fontes de qualquer outra natureza. Este modelo, quando implementado no programa ESP-r, permite simular o comportamento dinâmico e integrado do sistema formado pela edificação, equipamentos e seus controles, além de estimar o consumo de energia no condicionador. A utilização do modelo é simples pois utiliza dados obtidos diretamente em catálogos de fabricantes. Outros condicionadores do mesmo tipo também podem ser simulados, desde que seus parâmetros internos sejam determinados adequadamente.

6. REFERÊNCIAS

- Aasem, E. O., 1993, Practical simulation of buildings and air-conditioning systems in the transient domain, PhD Thesis, University of Strathclyde, Glasgow.
- Ashrae, 1996, Handbook of HVAC Systems and Equipment, Atlanta-GA.
- Brandemuehl, M. J. & Shauna, G. and Inger, A., 1993, HVAC 2 Toolkit: algorithms and subroutines for secondary HVAC system energy calculations, Georgia(USA), Ashrae.
- Corrêa, J. E., 1998, Análise dinâmica do comportamento integrado de edificações e sistemas de climatização, tese de doutorado, NRVA (Núcleo de pesquisa em refrigeração, ventilação e ar condicionado), Universidade Federal de Santa Catarina – SC, Brasil.
- Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G. and Huber, M., 1993, NIST thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (Refprop. Version 4.0), National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
- Gosling, C. T., 1980, Applied air conditioning and refrigeration, London, Applied Science, 2ed.
- Moran, M. J. & Shapiro, H. N., 1992, Fundamentals of engineering thermodynamics, New York, John Wiley & Sons, 2ed.
- Popovic, P & Shapiro, H. N., 1995, A semi-empirical method for modeling a reciprocating compressor in refrigeration systems, Ashrae Transactions, American Society of

Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Parte 2, pp 367-362.

- Schmitz, D., Wall, W. and Smith, D., 1992, 2-D Graphic System (Grapher version 1.06), Golden Software, Inc., Colorado.
- Stoecker, W. F., 1989, Design of Thermal Systems, New York, McGraw-Hill Co.

COGERAÇÃO COM TURBINA A GÁS ASSOCIADA AO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO: UM PROGRAMA COMPUTACIONAL PARA ANÁLISE EXERGOECONÔMICA

Júlio Santana Antunes¹

José Luz Silveira²

José Antônio Perrella Balestieri²

UNESP, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, ¹Departamento de Matemática,

²Departamento de Energia, 12516-410, Guaratinguetá, SP, Brasil. E-mail: santana@feg.unesp.br

Resumo

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um programa computacional para análise exergoeconômica de sistemas de cogeração que empregam turbinas a gás associado ao sistema de refrigeração por absorção. O programa computacional seleciona sistemas de turbinas a gás, visando a operação em paridade térmica, através de um banco de dados composto de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado, nas condições ISO (*International Standards Organization*). O programa computacional corrige os parâmetros de performance dos sistemas selecionados para as condições locais da instalação. A análise exergoeconômica é feita com base no menor custo de manufatura exergetico no qual é considerado o melhor sistema entre os selecionados, àquele que apresentar o menor índice de irreversibilidade. O programa computacional foi desenvolvido em linguagem FORTRAN77, é um programa bastante amigável, com janelas que descrevem cada etapa de sua utilização. Um exemplo de estudo de caso da aplicação do programa computacional é apresentado neste trabalho.

Palavras chaves: Turbina a gás, Sistema de Refrigeração por Absorção, Cogeração, Exergia,

1. INTRODUÇÃO

Num projeto de centrais de cogeração, muitas vezes é conveniente ter acesso a alguma ferramenta de simulação que permita um cálculo rápido e seguro de balanços de massa e energia, bem como uma estimativa dos custos dos componentes e avaliação dos balanços de custos por meio de estudos exergoeconômicos (combinação dos conceitos de exergia com aspectos econômicos).

A grande diversidade de máquinas catalogadas por diferentes fabricantes possibilita a apresentação de um amplo leque de alternativas, as quais devem ser analisadas, para a seleção daquelas que mais adequadamente respondem às necessidades de um determinado processo produtivo. Estas são algumas das razões que justificam a elaboração de um programa computacional (Antunes *et al.*, 1999).

1.1 Sistema de cogeração proposto

Sistemas de cogeração com turbina a gás podem ser utilizados para produzir água gelada, com uso dos gases de exaustão da turbina para acionar um sistema de refrigeração por absorção (Najjar & Radhwan, 1991), como mostra a figura 1.

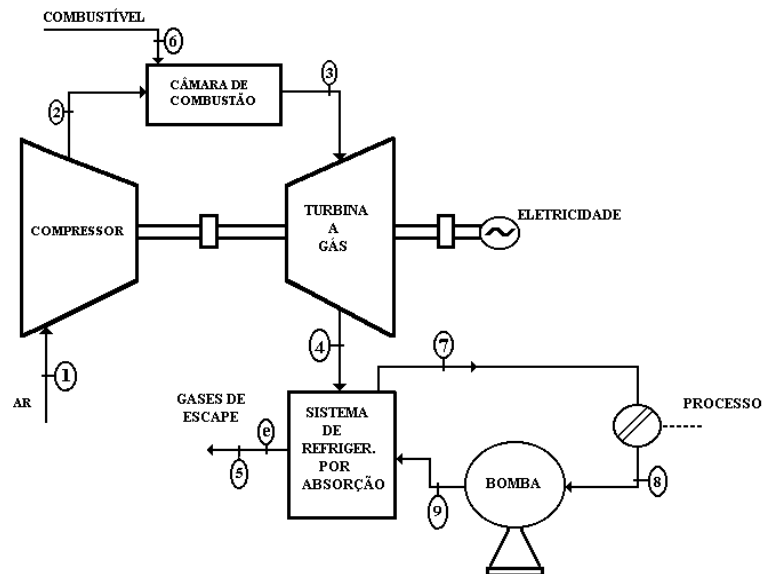


Figura 1 – Sistema de turbina a gás associada à turbina a vapor (ciclo combinado)

Um sistema de refrigeração por absorção consiste basicamente em um gerador, um condensador, um evaporador e um absorvedor. O ciclo opera com dois fluidos, um refrigerante (água, no caso de instalações utilizando solução de água e brometo de lítio, ou amônia, no caso de solução de água e amônia) e um absorvente (brometo de lítio ou água), de acordo com a solução utilizada.

Os sistemas com brometo de lítio (água refrigerante), são limitados a temperaturas acima de 0 °C, (ponto de congelamento da água). Se temperaturas inferiores são requeridas, o sistema de água e amônia deverá ser utilizado (Orlando, 1991 e Najjar & Radhwan, 1991).

Sistemas de refrigeração por absorção também podem ser classificados como de simples estágio, cujo coeficiente de performance (COP) situa-se entre 0,40 e 0,70; ou de duplo estágio ou duplo efeito que apresentam dois geradores e coeficiente de performance em torno de 1,4. Esses sistemas requerem pressão de vapor superiores, sendo mais utilizados em sistemas de cogeração (Orlando, 1991).

2. DESCRIÇÃO DO PROGRAMA COMPUTACIONAL DESENVOLVIDO

O código computacional escrito em linguagem de programação FORTRAN 77, utilizando o programa FORTRAN PowerStation versão 1.0 é um programa interativo, muito amigável, com janelas que descrevem cada etapa de sua utilização tornando-o bastante versátil, podendo ser executado em PCs em ambientes operacionais Windows ou DOS (Antunes, 1999).

Está composto por três blocos de programas (análise energética, análise exergética e análise exergoeconômica) que interagem entre si, sendo cada bloco responsável por um aspecto fundamental do processo de análise.

O banco de dados para a seleção dos sistemas de turbina a gás é formado por máquinas comercialmente disponíveis no mercado catalogadas no ano de 1997, cujos dados (nas

condições ISO: temperatura de 15 °C, nível do mar, com 60% de umidade relativa) foram fornecidos pelos fabricantes e agrupados em um catálogo, o *Gas Turbine World Handbook* (Biasi, 1997). A seguir passa-se a descrição detalhada dos blocos que compõem o programa computacional.

2.1 Análise energética

Ao executar o programa computacional, é solicitado do usuário as seguintes informações: fluxo mássico de água, temperatura da água, temperatura da água de retorno do processo, tipo de sistema de refrigeração por absorção, condições locais da instalação do sistema: temperatura ambiente, umidade relativa e a altitude; energia elétrica requerida e por fim o nome do arquivo de dados em que os resultados deverão ser gravados. Para a entrada de dados, o usuário pode escolher entre as opções (m^3/h , m^3/s ou kg/s), a unidade em que o fluxo de água deverá ser fornecida. Para a temperatura da água, a unidade que o usuário pode optar é °C ou K.

O programa também solicita do usuário o tipo de sistema de refrigeração por absorção que será utilizado (tipo simples ou de duplo efeito).

A toda entrada de dado, o programa solicita do usuário a sua confirmação, podendo este dado ser alterado nesta fase.

Com as informações fornecidas pelo usuário o programa chama a rotina para cálculo das propriedades termodinâmicas cujas equações são dadas por Badr *et al.* (1990); na fase seguinte, o programa seleciona os possíveis sistemas de turbina a gás comercialmente disponíveis no mercado, acessando o banco de dados de máquinas comerciais. Para a seleção dos equipamentos é feita uma análise de Primeira Lei da Termodinâmica, através de um balanço de energia sobre o sistema de refrigeração por absorção.

As seguintes considerações são efetuadas:

- Calor específico a pressão constante da água tem valor constante e igual a 4,187 kJ/kg K.
- Para o sistema de refrigeração por absorção do tipo simples efeito o coeficiente de performance (COP) é adotado como sendo igual a 0,65 e para o tipo duplo efeito o coeficiente de performance é adotado como 1,1 (Orlando, 1991).
- No caso da temperatura da água gelada, ser maior que 7 °C é utilizado o sistema de absorção que emprega a solução água e brometo de lítio em virtude da maior vida útil do equipamento, já que a solução de água e brometo de lítio é menos corrosiva do que a solução de água e amônia. Para temperatura da água gelada menor que 7 °C é utilizado o sistema de absorção que emprega a solução água e amônia (Najjar & Radhwan, 1991).
- Para sistemas de absorção que empregam água e brometo de lítio, é fixado valor de 170 °C para temperatura dos gases de escape e de 160 °C para temperatura dos gases de escape para sistemas de absorção que utilizam água e amônia (Najjar & Radhwan, 1991 e Aly, 1991).

Os dados, fornecidos pelos fabricantes, de turbinas a gás selecionadas nas condições ISO são: nome do fabricante, código da máquina, ano de fabricação, peso, dimensões, potência de eixo, *Heat rate* (BTU/h de combustível gasto para produzir 1 kW de potência de eixo), razão de pressão, rotação, vazão mássica dos gases de exaustão, temperatura dos gases de exaustão e em alguns casos a temperatura de entrada dos gases na turbina a gás.

Após a seleção dos equipamentos, o programa faz as devidas correções em função dos parâmetros de performance dos sistemas selecionados para as condições locais da instalação (Brooks, 1994). Na próxima etapa o programa chama a rotina para cálculo dos fluxos mássicos de ar e combustível, cujos cálculos são dados por Si-Doek *et al.* (1996).

Em seguida é feito o dimensionamento dos sistemas de turbina a gás selecionados cujo procedimento está indicado em (Antunes *et al.*, 1998), sendo efetuados cálculos tais como:

eficiência térmica da turbina a gás, eletricidade produzida pela turbina a gás, potência suprida pelo combustível, fluxo de calor recuperado dos gases de exaustão, eficiência da geração de água gelada, eficiência de geração de energia elétrica e eficiência global do sistema (eficiência da geração de água gelada mais eficiência de geração de energia elétrica).

Por fim, o programa mostra os resultados da análise energética no monitor de vídeo e grava estes resultados no arquivo de dados fornecido pelo usuário

2.2 Análise exergética

Terminada a análise energética, o programa efetua a análise exergética, utilizando as equações para cálculo do balanço de exergia dadas por Kotas (1985), aplicado para cada sistema de turbina a gás selecionado. Em seguida, a rotina determina as irreversibilidades para cada componente do sistema de turbina a gás associado ao sistema de refrigeração por absorção selecionado, bem como a irreversibilidade total do sistema; finalmente, os resultados das irreversibilidades são mostrados no monitor de vídeo e gravados no arquivo de dados.

2.3 Análise exergoeconômica

O programa, em sua última etapa, chama a Rotina Exergoeconômica para a realização da análise termoeconômica dos sistemas selecionados. Com as informações trazidas da análise energética e exergética, o programa calcula as funções exergéticas incrementais (Silveira, 1998) associadas a cada componente do sistema selecionado; em seguida o programa calcula o custo exergético anualizado de produção de eletricidade e custo exergético anualizado de produção de água gelada. Numa próxima etapa o programa calcula o custo de manufatura exergético (Silveira, 1998; Antunes, 1999) do sistema de turbina selecionado. Finalmente o programa mostra no monitor de vídeo e grava no arquivo de dados os custos de produção exergético de eletricidade e água gelada, o custo de manufatura exergético e os melhores sistemas selecionados, isto é, aqueles que apresentam menores custos de manufaturas exergéticos.

Após a análise exergoeconômica o comando do programa retorna ao menu principal para que o usuário possa realizar outras simulações ou então, encerrar a execução do programa.

3. ESTUDO DE CASO

Utilização de turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção, do tipo simples efeito, com uso direto dos gases de exaustão para a produção de água gelada a 7 °C em substituição aos chillers elétricos, correspondente a vazão de 94 kg/s de água gelada de um hospital, em um local situado a 640 m de altitude, de umidade relativa média de 76% e temperatura média de 30 °C. A temperatura de retorno da água é de 15 °C, sendo a eletricidade requerida de 2000 kW.

Para efeito de simulação foram fornecidos os seguintes dados:

- tarifa de energia elétrica paga a concessionária = 0,08 [US\$/kWh],
- preço de venda da energia elétrica excedente = 0,035 [US\$/kWh],
- taxa de juros anual = 12%,
- preço do combustível (gás natural) = 0,011 [US\$/kWh] e
- período de utilização de = 7000 h/ano.

3.1 Sistemas de turbinas a gás selecionados

A Tabela 1, mostra os sistemas selecionados de turbinas a gás comercialmente disponíveis no mercado, nas condições ISO.

Tabela 1. Sistemas de turbinas a gás selecionados (condições ISO)

Nome do fabricante	Solar Turbines	Mitsui Engineering & Shipbuilding
Código da máquina	Centaur 40S	SB15
Ano de fabricação	1992	1986
Peso - [kg]	27216	6400
Dimensões – LxWxH [m]	28,8 x 8,0 x 9,7 [ft]	3,0 x 1,5 x 3,0
Potência de eixo - [kW]	3515	2720
Heat Rate - [Btu/kWh]	1224	1330
Razão de pressão	9,7	10,0
Rotação da turbina - [rpm]	14951	13070
Vazão mássica dos gases de exaustão - [kg/s]	18,6	14,5
Temperatura de exaustão - [°C]	437,2	491,0
Temperatura na entrada da turbina - [°C]	Não fornecida	Não fornecida

3.2 Análise energética

A tabela 2 mostra a análise energética para cada sistema selecionado anteriormente. Os dados obtidos referem-se as condições para o local da instalação. Nota-se pela tabela que, o melhor sistema selecionado é a **SB15** do fabricante **Mitsui Engineering & Shipbuilding**, pois apresenta a maior eficiência energética entre os sistemas de turbinas a gás selecionados.

Tabela 2. Análise energética para os sistemas selecionados

Máquina	Solar Turbines	Mitsui Engineering & Shipbuilding
Código	Centaur 40S	SB15
Eletricidade produzida- [kW]	2875	2225
Potência suprida no combustível - [kW]	11243,3	9475,1
Fluxo mássico de gases de exaustão - [kg/s]	16,5	12,9
Fluxo mássico de gás combustível - [kg/s]	0,243	0,222
Fluxo mássico de ar - [kg/s]	14,96	11,64
Relação estequiométrica	66,9	57,0
Fluxo de calor recuperado - [kW]	4876,9	4544,8
Eficiência da geração de energia elétrica - [%]	25,5	23,5
Eficiência térmica da turbina a gás- [%]	26,9	24,7
Eficiência da geração de água gelada - [%]	43,4	47,9
Eficiência global - [%]	68,9	71,4

3.3 Análise exergetica

A tabela 3 mostra a irreversibilidade para cada componente do sistema de turbina a gás associada ao sistema de refrigeração por absorção, selecionado anteriormente.

Tabela 3: Irreversibilidade de cada componente

Máquina	Solar Turbines	Mitsui Engineering & Shipbuilding
Código	Centaur 40S	SB15
Compressor - [kW]	1084,4	853,9
Câmara de combustão - [kW]	5310,0	3900,4
Turbina a gás - [kW]	5003,7	4427,5
Sistema de absorção - [kW]	2221,0	2189,6
Bomba - [kW]	1796,1	1673,7
Bomba do resfriador - [kW]	3965,6	3695,5
Resfriador - [kW]	2153,7	2007,0
Irreversibilidade total	21534,7	18748,0

Pela análise da tabela 3, o melhor sistema de turbinas a gás é a **SB15** do fabricante **Mitsui Engineering & Shipbuilding**, pois este apresenta a menor irreversibilidade total.

3.4 Análise exergoeconômica

A tabela 4 mostra os custos de produção exergetico de eletricidade e de água gelada, além do custo de manufatura exergetico, para cada sistema de turbina a gás selecionado.

Tabela 4: Análise exergoeconômica

Máquina	Solar Turbines	Mitsui Engineering & Shipbuilding
Código	Centaur 40S	SB15
Custo de produção exergetico de eletricidade - [US\$/kWh]	0,0861	0,1019
Custo da produção exergetico de água gelada- [US\$/kWh]	0,9742	0,9371
Custo de manufatura exergetico - [US\$/ano]	2,372.10 ⁶	2,298.10 ⁶

Pela análise da tabela 4, nota-se que o melhor sistema de turbina a gás é o **SB15** do fabricante **Mitsui Engineering & Shipbuilding**, pois apresenta o menor custo de manufatura exergetico, o próximo é a **Centaur 40S** do fabricante **Solar Turbines**.

4 CONCLUSÕES

O programa computacional foi desenvolvido com o objetivo de realizar análises energéticas, exergeticas e exergoeconômicas de sistemas de cogeração com turbina a gás associado ao sistema de refrigeração por absorção, sempre buscando escolher os melhores sistemas selecionados dentre os sistemas de turbinas a gás comercialmente disponíveis no

mercado. Da análise exergoeconômica, conclui-se que o melhor sistema escolhido é aquele que apresenta menor custo de manufatura exergético; deve-se observar que este fato está associado ao sistema que apresenta o menor índice de irreversibilidade.

A grande vantagem do programa computacional é a sua grande rapidez e eficiência na seleção e análise dos sistemas, já que o mesmo faz consulta a um banco de dados com mais de quatrocentas máquinas comercialmente disponíveis no mercado num tempo muito pequeno, corrigindo inclusive os níveis de performance para as condições locais da instalação.

O banco de dados do programa computacional é facilmente atualizado com a inclusão de novas máquinas que estiverem disponíveis no mercado.

REFERÊNCIAS

- Aly, S. E., 1991, “Gas Turbine Waste Heat Driven Multiple Effect Absorption System”. Heat Recovery Systems and CHP, v 11, nº 5, p. 407-413, Pergamon Press Publishing London.
- Antunes, J. S., 1999, “Código Computacional para Análise de Sistemas de Cogeração com Turbinas a Gás”. Tese de Doutorado, Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, SP, Brasil, 157.
- Antunes, J. S., Silveira, J. L., Balestieri, J. A. P., 1999, “Cogeração em Ciclos Combinados: Um Programa Computacional para Análise Exergoeconômica”, Proceedings of the 15th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, anais em CD ROM, Águas de Lindóia, Brasil.
- Antunes, J. S., Silveira, J. L., Balestieri, J. A. P., 1998, “Programa para Seleção, Dimensionamento e Especificação de Sistemas de Cogeração com Turbina a Gás”. Proceedings of the VII Congresso Latinoamericano de Transferência de Calor y Materia - LATCYM98, Anais..., Salta – Argentina, pp. 46-50.
- Badr, O., Probert, S. D., O’Callaghan, P., 1990, “Rankine Cycles for Steam Power-Plants”. Applied Energy, v. 36, pp. 191-231.
- Biasi, V.(publisher), 1997, “Gas Turbine World Handbook”, Southport, Pequot Publishing.
- Brooks, F. J., 1994, “GE Gas Turbine Performance Characteristics”. 38th GE Turbine State-of-the-Art Technology Seminar. GER 3567E.
- Kotas, T. J., 1985, “The Exergy Method of Thermal Plant Analysis”. Editôra Butterworths, London, 296p.
- Najjar, Y. S. H., Radhwan, A. M., 1991, “Comparison of total Energy Systems Using Gas Turbine and Diesel Engines for Combined Cooling”. International Journal of Refrigeration, v. 14, p. 351-356.
- Orlando, J. A., 1991, “Cogeneration Planner’s Handbook”. Rio de Janeiro: Editôra Prentice-Hall do Brasil Ltda., 314p.
- Si-Doek, O., Hyo-Sun, P., Si-Moon, K., Ho-Young, K., 1996, “Exergy Analysis for a Gas Turbine Cogeneration System”. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v. 118, pp. 782-791.
- Silveira, J. L., 1998, “Uma Contribuição para a Modelagem Termoeconômica: Otimização da Operação e do projeto de Sistemas Energéticos”. Tese de Livre-Docência, , Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, SP, Brasil, 58.

EVOLUÇÃO DAS FASES FORMADAS DURANTE TRATAMENTOS TERMOMECÂNICOS EM LIGAS INOXIDÁVEIS COM EFEITO DE MEMÓRIA DE FORMA

Fabiana Cristina Nascimento⁽¹⁾

Odair Doná Rigo⁽¹⁾

Jorge Otubo^(1, 2)

Paulo Roberto Mei⁽¹⁾

Carlos de Moura Neto⁽²⁾

⁽¹⁾Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia de Materiais. 13083-970- Campinas, SP, Brasil. E-mail: fabcris@fem.unicamp.br

⁽²⁾Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Centro Técnico Aeroespacial, 12228-900, São José dos Campos, SP, Brasil.

Resumo: Os materiais com Efeito de Memória de Forma (EMF) apresentam a capacidade de recuperar sua forma original quando aquecidas depois de terem sido deformadas além de seu limite elástico. As ligas inoxidáveis, Fe-Mn-Si-Cr-Ni-(Co) com (EMF), começaram a ser estudadas a partir da década de 90 sendo que no Brasil os primeiros trabalhos surgem em 1994 dando início a um estudo que vai desde a elaboração das ligas até resultados que relacionam a evolução das fases a medida em que se alteram os tratamentos térmicos. Neste trabalho, ligas inoxidáveis com (EMF) foram submetidas a diferentes tempos de tratamento térmico a temperatura constante com o objetivo de se obter uma microestrutura inicial diferente. As amostras com tamanho de grão austenítico menor apresentaram bandas de martensita- ϵ com orientação única no interior do grão. Propriedades como dureza e limite de escoamento $\sigma_{0,2\%}$ também foram alterados em função do tamanho de grão inicial.

Palavras chave: Efeito de Memória de Forma, Ligas Inoxidáveis, Transformação Martensítica, Tratamento Termomecânico, Microestrutura.

INTRODUÇÃO

Diferente das ligas convencionais, que apresentam deformação plástica permanente, os materiais com Efeito de Memória de Forma (EMF) apresentam a capacidade de recuperar sua forma original quando aquecidas acima da temperatura A_F (temperatura de fim da transformação da martensita para austenita) após terem sido deformadas além do seu limite elástico. Em particular, nas ligas inoxidáveis a base de Fe, esse efeito está associado a transformação martensítica cristalograficamente reversível não termoelástica (Yang & Chen, 1992a) e (Otubo, 1996).

A transformação γ (CFC) \leftrightarrow ϵ (HC) ocorre em materiais com baixa energia de defeito de empilhamento (Yang & Chen, 1992b) (Kajiwara & Kikuchi, 1983) que

segundo (Bergeon & Guenin, 1997a-b) e (Bohong & Tsgio, 1997), é uma consequência da introdução de defeitos de empilhamento que surgem com o movimento de discordâncias parciais de Shockley durante o aquecimento. O produto das transformações $\gamma \leftrightarrow \epsilon$, $\gamma \leftrightarrow \alpha'$, $\epsilon \leftrightarrow \alpha'$, é fortemente afetado pela composição química da liga e também pelo tratamento termomecânico a que esta é submetida, (Ohtsuka & kajiwara, 1994) e (Zhang & Chen, 1998). Segundo (Garcia & Medrano, 1996), elementos como Cr e Mo aumentam a temperatura da transformação $CFC \rightarrow HC$. A presença do Si na composição da liga reduz a energia de defeito de empilhamento da austenita, facilitando a reversão da martensita, (Murakami & Suzuki, 1987).

A martensita- α' aparece com a medida em que o material é deformado (Jang & Gu, 1995) e (Otubo & Mei, 1998). De acordo com alguns autores, dependendo do tipo de tratamento termomecânico aplicado a presença da martensita- α' resulta em um fator negativo na recuperação de forma do material (Jang & Gu, 1995).

Variáveis como composição química e tratamento termomecânico atuam como fatores diretos na recuperação de forma, morfologia e evolução das fases. O objetivo desse trabalho é verificar a influência do tamanho de grão na evolução das fases e nas propriedades mecânicas, como limite de escoamento $\sigma_{0,2\%}$ e dureza, em função dos ciclos de tratamento termomecânicos para a liga Fe-Mn-Si-Cr-Ni-(Co).

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Neste trabalho utilizou-se a liga inoxidável com (EMF) obtida por (Otubo & Mei, 1994a-b) em um forno de indução a vácuo (VIM), cuja composição química do material está apresentada na Tabela 1.

Tabela 1. Composição química (% em peso) da liga inoxidável com EMF.

<i>C</i>	<i>Mn</i>	<i>Si</i>	<i>Cr</i>	<i>Ni</i>	<i>Co</i>
0,044	7,81	5,16	13,02	5,74	11,85

O lingote obtido foi forjado a quente em forma de barra com posterior solubilização a 1050°C durante uma hora com resfriamento em água. Com o objetivo de se obter uma microestrutura inicial diferenciada, a barra solubilizada foi laminada a frio com uma redução em área de aproximadamente 40% sendo posteriormente dividida em várias partes. Todas as amostras foram tratadas a 1050°C em tempos diferentes: 10 minutos, 1, 2, 5, 8 e 16 horas com posterior resfriamento em H₂O. Neste estágio foram realizados ensaios de dureza Vickers com carga de 5N.

O ciclo de tratamento termomecânico aplicado a todas as amostras consistiu de: deformação de 4% por compressão, seguido de aquecimento a 600°C por 30 minutos para recuperação de forma. Todas as amostras foram submetidas a cinco ciclos e meio de tratamento termomecânico, ou seja: no sexto ciclo as amostras foram apenas deformadas. Durante a realização dos ensaios de compressão foram mantidas as seguintes condições: $1,4 \times 10^{-4}$ s e 0,075mm/minuto. O tamanho inicial das amostras foi de 9mm de comprimento por 6mm de diâmetro.

Para a análise da morfologia das fases presentes durante o tratamento termomecânico, a superfície das amostras foram preparadas com polimento mecânico seguido de polimento químico proposto por (Kounick'y, 1968). Posteriormente as amostras foram atacadas com o reagente: 2ml HCl + 2ml HNO₃ e analisadas por microscopia eletrônica de varredura. A análise por metalografia ótica foi em amostras polidas eletroliticamente e atacadas com 100ml H₂O + 15ml HCl + 15gr K₂S₂O₅ + 5gr HN₄HF₂ + 10gr Na₂S₂O₅.

A microscopia ótica foi utilizada para analisar a evolução das fases a partir da amostra deformada, solubilizada a 1050°C em diversos tempos e por fim no último ciclo de tratamento termomecânico. A estimativa do diâmetro de grão foi obtida utilizando a técnica da intersecção linear sendo posteriormente comparada com o método de Hilliard (círculo). A partir das curvas obtidas nos ensaios de compressão foi estimado o limite de escoamento $\sigma_{0,2\%}$ para todas as condições.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A deformação de aproximadamente 40%, após a solubilização da barra, resultou em uma estrutura de grãos totalmente deformados no sentido da laminação, como pode ser visto na Figura 1a.

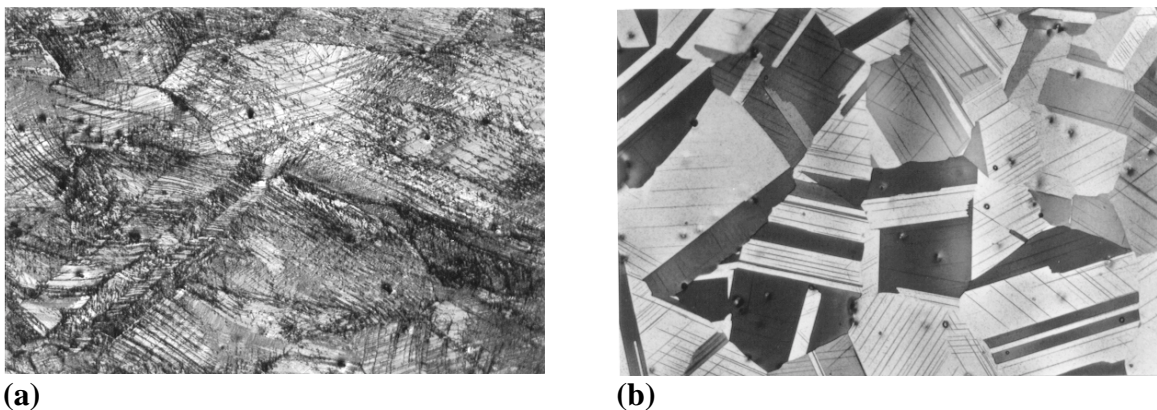


Figura 1. Micrografia ótica- 400X: (a)- após a laminação, (b)- após tratamento térmico a 1050°C/2horas/H₂O.

Com o material no estado apresentado na Figura 1a, iniciou-se a segunda etapa do procedimento experimental, que resultou em amostras iniciais com diferentes microestruturas servindo como material de partida para o tratamento termomecânico. A Figura 1b, apresenta uma micrografia ótica da amostra após o tratamento térmico de 1050°C por 2 horas. Microestruturas semelhantes foram obtidas nas amostras submetidas a outros tempos de tratamento a esta temperatura, exceto com relação ao tamanho de grão que cresceu para tempos maiores de tratamento. A Figura 1b, apresenta maclas de recozimento, característica de materiais com baixa energia de defeito de empilhamento. O contraste das cores é devido a diferença de orientação dos grãos austeníticos.

A Figura 2 apresenta o esquema do tratamento termomecânico utilizado, e a Figura 3 a microestrutura das amostras após o sexto ciclo incompleto.

Na Figura 3 (referente ao sexto ciclo incompleto) pode-se observar o crescimento do tamanho do grão a medida em que se aumenta o tempo de tratamento a 1050°C. O tamanho de grão mínimo foi de 35µm para a amostra tratada por 10 minutos (Figura 3a), 71µm para a amostra tratada por 8 horas (Figura 3b) e 88µm para o maior tempo de tratamento térmico, Figura 3c.

A influência do tamanho de grão na morfologia da martensita-ε induzida mecânicamente é bastante visível.

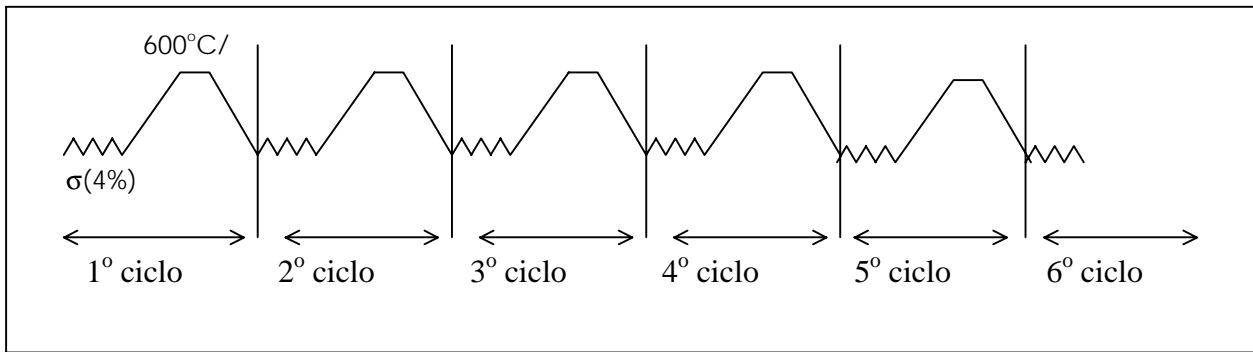


Figura 2. Diagrama esquemático dos ciclos de tratamento termomecânico.

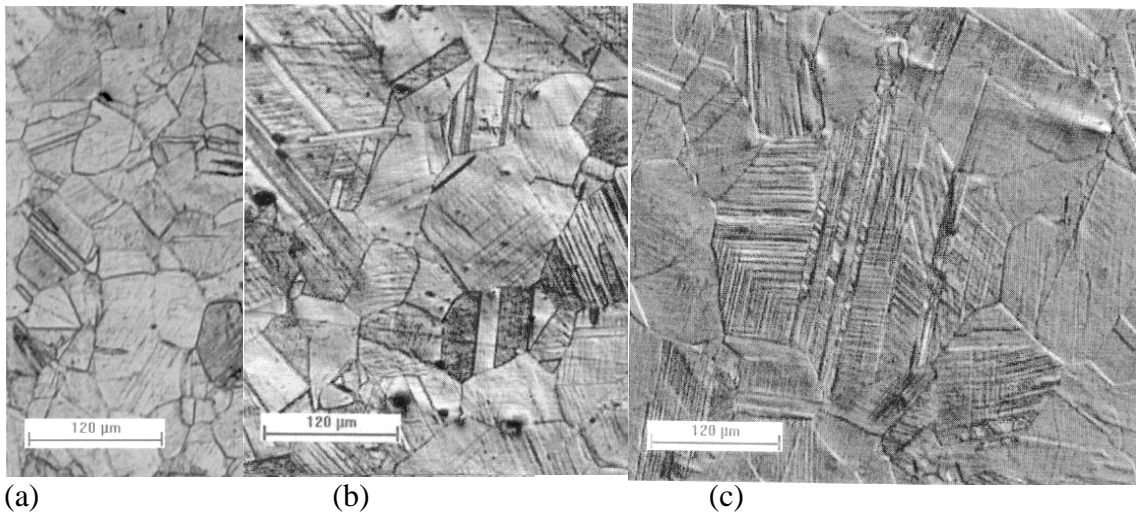


Figura 3. Micrografia ótica referente ao último ciclo de tratamento termomecânico, 100X. (a)- 10 minutos, (b)- 5 horas e (d)- 16 horas.

Na Figura 3a (tamanho de grão menor) observa-se que as bandas de martensita tem orientação única no interior dos grãos. A medida em que o tamanho de grão aumenta, observa-se o aparecimento de bandas de martensita-ε em diferentes orientações no mesmo grão. Esta tendência é tanto maior quanto maior for o tamanho de grão como pode ser observado na Figura 3c. Isto significa que a acomodação da martensita-ε induzida mecânicamente é mais difícil quanto maior for o tamanho do grão, o que leva a multi-orientação das bandas de martensita em único grão, Figura 3c.

Em nenhuma das amostras observou-se modificação no tamanho de grão inicial austenítico com os ciclos de tratamento termomecânico, o que significa que o tratamento a 600°C por 30 minutos não é suficiente para recristalizar esse material.

Segundo resultados mostrados por (Ohtuska & Kajiwara, 1994) e (Tsuzaki & Ikegami, 1992) em ligas semelhantes, a quantidade de martensita-ε aumenta a medida em que o material é submetido a vários ciclos de tratamento termomecânico ocorrendo então um processo acumulativo resultando em uma quantidade maior de martensita-ε para ser transformada e conseqüentemente melhorando o (EMF) com a ciclagem.

Em nenhum dos casos foi observada a presença da martensita-α após o último ciclo de tratamento termomecânico, o que nos leva a supor que estamos com uma fração volumétrica muito pequena dessa fase. Segundo (Gu & Humbeeck, 1994) a

transformação $\gamma \rightarrow \varepsilon \rightarrow \alpha'$ depende muito da composição do material e da deformação aplicada a cada ciclo.

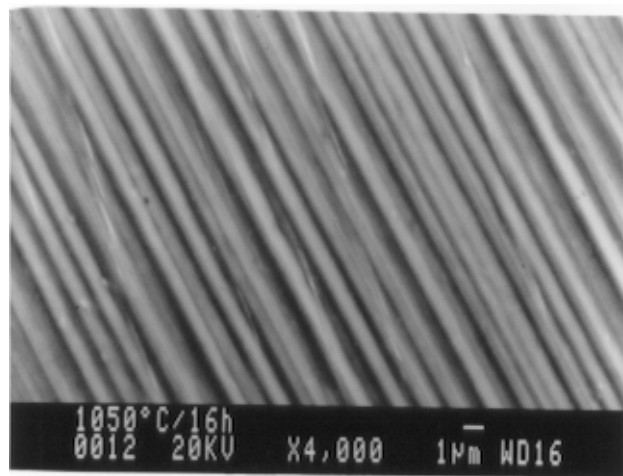


Figura 4. Micrografia Eletrônica de Varredura referente ao último ciclo incompleto de tratamento termomecânico com tratamento inicial de 1050°C por 16 horas.

Todas as amostras apresentam uma estrutura semelhante à Figura 4, onde se observa uma estrutura lamelar com bandas de martensita- ε vista com aumento de 4000X para a amostra com tamanho de grão austenítico de 88 μm . As bandas de martensita- ε apresentaram-se com largura da ordem de μm .

A Figura 5 apresenta a variação nos valores de limite de escoamento $\sigma_{0,2\%}$ em função do número de ciclos para amostras tratadas em tempos diferentes a temperatura de 1050°C. Observa-se que para um menor ciclo, essa taxa de escoamento a 0,2% de deformação é tanto menor quanto menor for o tamanho do grão. O decréscimo na tensão de escoamento significa que a indução de martensita- ε torna-se mais fácil com o aumento no número de ciclos. Resultados semelhantes foram obtidos por (Otubo, 1996), onde esse processo é conhecido como treinamento.

Já o decréscimo na tensão de escoamento com diminuição no tamanho do grão, vem a confirmar a hipótese inicial. A tensão necessária para induzir a transformação martensítica $\gamma \rightarrow \varepsilon$ decresce a medida em que o grão austenítico é menor. Isso significa que a transformação é favorecida quando a estrutura apresenta um número maior de contornos de grão.

Isto pode ser mostrado mais claramente na Figura 6, em que a tensão limite de escoamento no sexto ciclo incompleto está apresentado em função do tamanho do grão.

Este resultado quando comparado com a metalografia ótica (Figura 3) vem a confirmar que um tamanho de grão menor, apresenta uma melhor acomodação das bandas de martensita, apresentando um limite de escoamento menor. A multi-orientação da fase ε requer uma tensão limite de escoamento maior, tornando a formação da martensita- ε mais difícil.

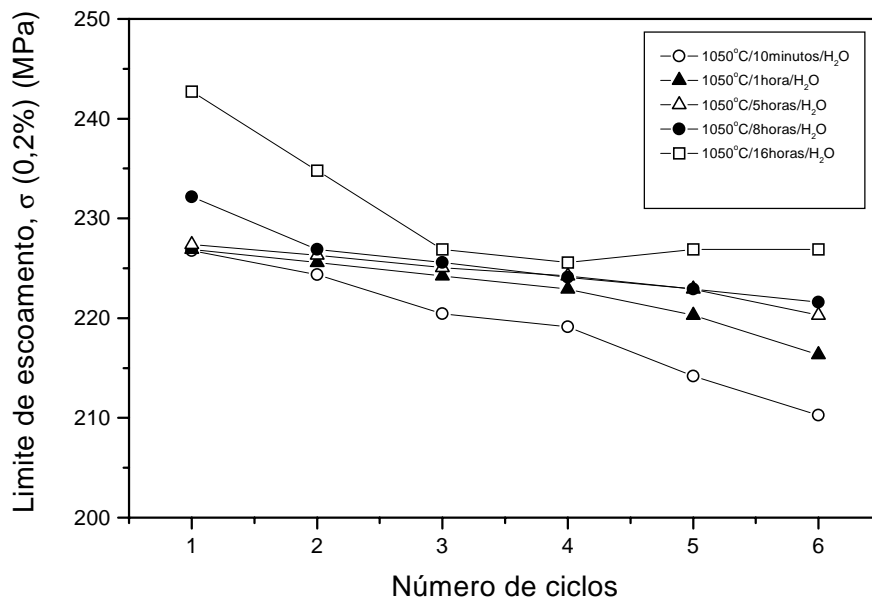


Figura 5. Limite de escoamento σ (0,2%) para amostras tratadas com diferentes tempos de tratamento térmico a temperatura de 1050°C em função do número de ciclos de tratamento termomecânico.

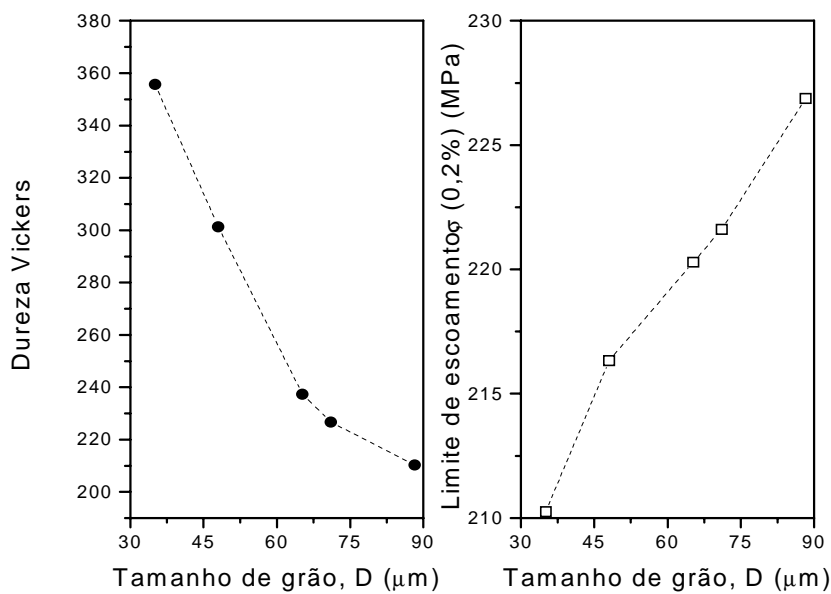


Figura 6. Variação do limite de escoamento (para o último ciclo) e da dureza (antes do tratamento termomecânico) em função do diâmetro do grão.

Já em termos de dureza que reflete a deformação plástica da matriz austenítica como um todo, o comportamento foi clássico, diminuição da resistência mecânica com o aumento do tamanho de grão, obedecendo a relação de Hall-Petch (Dieter, 1988).

Quanto maior o tamanho de grão menor é a área de contornos de grão que favorecem a movimentação de discordâncias perfeitas. Mais trabalhos estão sendo realizados no sentido de verificar qual é o efeito do tamanho do grão na recuperação e forma dessas ligas.

CONCLUSÕES

1. Análises feitas no último ciclo incompleto indicam que amostra com tamanho de grão menor apresenta bandas de martensita com orientação única e que a medida em que o tamanho de grão aumenta outras orientações começam a aparecer no interior do grão austenítico.
2. A tensão de escoamento que produz a transformação $\gamma \rightarrow \varepsilon$ diminuí com a diminuição no tamanho de grão austenítico.
3. A dureza decresce com o aumento do tamanho de grão e obedece aproximadamente a relação clássica de Hall-Petch.

AGRADECIMENTOS

- Ao CNPq, pelo auxílio financeiro a Nascimento, F. C., processo n°:14353/98-3
- Á FAPESP, pelo auxílio financeiro a Otubo, J., processo n°: 98/10971-1
- Á Agência Espacial Brasileira (convênio FUNCAMP/AEB n°2053), a Villares Metals SA, ao Instituto Tecnológico da Aeronáutica e ao Instituto de Pesquisas Espaciais pelo apoio ao projeto de desenvolvimento de ligas com Efeito de Memória de Forma.

BIBLIOGRAFIA

- Bergeon, N.; Guenin, G.; Esnouf, C., (1997a), "*Characterization of the stress-induced ε martensite in a Fe-Mn-Si-Cr-Ni shape memory alloy: microstructural observation at different scales, mechanism of formation and growth*". Materials Science and Engineering, Vol. A238, pp-309-316.
- Bergeon, N.; Guenin, G.; Esnouf, C., (1997b), "*Study of the faults stackings in the γ (f.c.c) \leftrightarrow ε (h.c.p) martensite transformation*", J. Phys., Vol. IV, N. 7, pp.125-130.
- Dieter, G. E. (1988), "*Mechanical Metallurgy*". SI Metric ed.
- Garcia, A .J.S.; Medrano, A. M.; Rodríguez, A S. (1996), "Effect of solution treatments on the FCC/HCP isothermal martensitic transformation in CO-27Cr-5Mo-0,05C aged at 800°C.", Scripta Materialia, Vol. 40, N. 6, pp. 717-722.
- Gu, Q.; Humbeeck, J. V; Delaey, L., (1994), "*A review on the martensitic transformation and shape memory effect in Fe-Mn-Si alloys*", Journal de Physique IV, Vol. 4, pp. 135-144.
- Jang, W. Y.; GU, Q.; Humbeeck, J. V.; Delaey, L., (1995), "*Microscopic Observation of γ phase and ε - and α' -martensite in Fe-Mn-Si-based shape memory alloys.*", Materials Characterization, Vol. 34, pp. 67-72.
- Kajiwara, S.; Kikutchi, T., (1983), "*Reversible movement of the austenite-martensite interface and dislocation structures in reverse-transformed austenite in Fe-Ni-C alloys.*", Philosophical Magazine, A, Vol. 48, N. 4, pp. 509-526.
- Kajiwara, S., (1999), "*Characteristic features of shape memory effect and related transformation behavior in Fe-based alloys.*" Materials Science and Engineering, vol. A 273, pp. 67-88.

- Kounick'y, J., (1968), "*Deformation twinning in austenite Fe-Ni-C alloys at room temperature*", Phil. Mag, 18, pp. 205.
- Murakami, M.; Suzuki, H.; Nakamura, Y., (1987) "*Effect of Si on the shape memory effect of polycrystalline Fe-Mn-Si alloys*", Transaction ISIJ, Vol. 27, pp. 87.
- Ohtsuka, H.; Kajiwara, S.; Ishihara, T., (1994), "*Effect of $\gamma \leftrightarrow \varepsilon$ cyclic transformations on the shape memory characteristics of an Fe-Mn-Si-Cr-Ni alloy.*", Materials Characterization, Vol. 32, pp. 229-235.
- Otubo, J.; Mei, P. R.; Koshimizu, S., (1994a), "*Desenvolvimento de novos aços inoxidáveis com efeito de memória de forma*", Anais do IV Seminário Brasileiro de Aço Inoxidável, INOX'94, São Paulo, SP, Brasil, pp. 131-136.
- Otubo, J.; Mei, P. R.; Koshimizu, S., (1994b) "*Caracterização de aços inoxidáveis com efeito de memória de forma*", Anais do 11º Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências dos Materiais, CBCIMAT, Águas de São Pedro, SP, Brasil, pp. 219-222.
- Otubo, J.; Mei, P. R.; Koshimizu, S.; Shinohara, A. H.; Suzuki, C. K., (1998). "*Relations between thermomechanical treatment, microstructure and α' martensite in Fe based stainless shape memory alloys*", International Conference on Martensitic Transformations, ICOMAT'98, pp. 2-10.
- Otubo, J., (1996), "*Desenvolvimento de ligas inoxidáveis com efeito de memória de forma: elaboração e caracterização*", Tese de doutorado, Unicamp.
- Tsuzaki, K.; Ikegami, M.; Tomota, Y.; Kurokawa, Y.; Nakagawara, W.; Maki, T., (1992), "*Effect of thermal cycling on the martensitic transformation in an Fe-24Mn-6Si shape memory alloy*". Materials Transactions, JIM, Vol. 33, N. 3, pp.263-270.
- Yang, J. H.; Chen, H.; Wayman, C. M., (1992a), "*Development of Fe-based shape memory alloys associated with face-centered cubic-hexagonal close packed martensitic transformations: part I. Shape memory behavior*", Metallurgical Transactions, Vol. 23A, pp. 1431-1437.
- Yang, J. H.; Chen, H.; Wayman, C. M., (1992b), "*Development of Fe-based shape memory alloys associated with face-centered cubic-hexagonal close packed martensitic transformations: part II. Shape memory behavior*", Metallurgical Transactions, Vol. 23A, pp. 1439-1444.
- Zhang, J.; Chen, Shuchuan.; Li, L.; Hsu, T. Y. "*Analysis of the stress-strain curves of a Fe-Mn-Si shape memory alloy*", (1998), Materials Characterization, Vol. 40, pp. 37-41.

ANÁLISE DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE AMBIENTE COM LEITO DE PEDRA

Eduardo José Cidade Cavalcanti

Caio Glauco Sanchez

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica,

Depart^o de engenharia térmica e de fluídos, Cx.P.6088 - 13083-970 - Campinas, SP, Brasil

Resumo

O sistema regenerativo de leito pedra (RBR) é um sistemas alternativo de conforto térmico desenvolvido na Austrália. Seu princípio de operação é uma combinação do resfriamento evaporativo com a transferência de calor regenerativa. O resfriamento ocorre na superfície das pedras, onde o ar é resfriado e umidificado quando entra em contato com as partículas úmidas de pedra. Suas principais vantagens são: baixo custo operacional quando bem dimensionado, utilizar ar sempre renovado e funcionar como lavador de gás. O efeito indesejado é o aumento excessivo da umidade do ar no local condicionado. Nesse trabalho, foi estudado uma modelagem teórica para a verificação do desempenho de uma unidade dimensionada para resfriar uma pequena casa com isolamento no teto. Também foi realizada a análise exérgica dessa unidade com objetivo de estimar as maiores fontes de irreversibilidade e determinar o ponto mais apropriado para melhoria do sistema.

Palavras-chave: Regenerador, Leito de Pedra, Conforto térmico e Resfriamento.

1. INTRODUÇÃO

O aumento do preço da energia elétrica e a dificuldade de uma boa distribuição de eletricidade em algumas áreas estimula a criação de soluções alternativas de conforto térmico, de custo acessível e com baixo consumo de energia. Essa busca por soluções alternativas é incentivada pela grande variedade de clima e também por fatores ecológicos.

Com esse intuito, o sistema (RBR) foi desenvolvido e utilizado com sucesso como sistema alternativo de conforto térmico na Austrália devido a seu desempenho versátil tanto no verão (resfriando), quanto no inverno (aquecendo). O fato da influência da umidade relativa (UR) no conforto térmico ser muito pequena em longos períodos, acima de uma ou duas horas após alcançar o equilíbrio, foi muito importante para utilização desse sistema, pois permiti o resfriamento do ar sem a sua desumidificação. Uma desvantagem desse sistema é o aumento excessivo da umidade do ar no local condicionado. O limite superior de umidade relativa (UR) em condições de conforto térmico é de 85 %. Deve-se controlar o aumento da umidade no local para que o sistema não seja inadequado.

Esse sistema foi desenvolvido e amplamente estudado por volta dos anos 70, obtendo grande sucesso como sistema alternativo devido ao seu baixo custo operacional e a facilidade de abastecimento de água pelos lagos daquela região. Após isso, somente se conhece poucos estudos dele como sistema de aquecimento de ambiente, até os dias atuais.

Neste trabalho foi estudada uma modelagem teórica para verificar o funcionamento de uma unidade desenvolvida por Hogg (1971). Essa unidade resfriava uma pequena casa com isolamento no teto de 90 a 185 m² em regiões norte e noroeste do continente australiano, onde se caracteriza pelo clima quente e seco. Junto com essa modelo foi calculado a geração de entropia no sistema.

2. PRINCÍPIOS OPERACIONAIS

O sistema regenerativo de leito pedra úmido (RBR) é uma unidade de alta eficiência de troca térmica. Seu princípio de operação é uma combinação de resfriamento evaporativo com troca térmica regenerativa. O resfriamento ocorre na superfície das pedras, onde uma vazão de ar transfere calor para o leito de pedra e para uma vazão de água quando entram em contato. O fluxo de ar é resfriado e umidificado. O calor do ar é transferido para o leito de pedra, fornecendo a energia necessária para a evaporação da água.

Esse sistema possui 3 leitos de pedra, sendo que 2 são utilizados como regeneradores térmicos. O 3º leito funciona como resfriador evaporativo. Observe o esquema na figura 1.

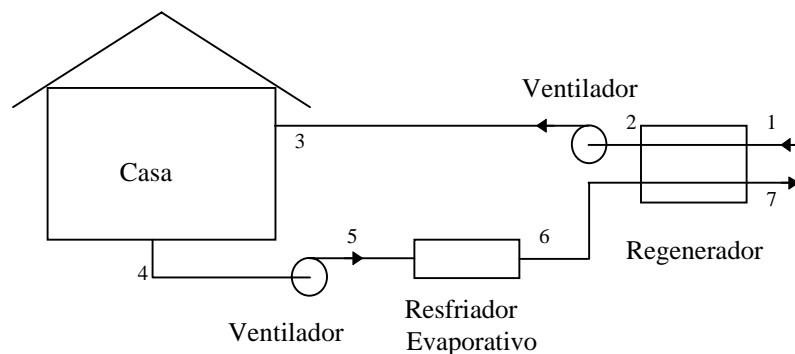


Figura 1. Esquema do Sistema de Resfriamento de Leito

Uma vazão de ar à temperatura ambiente (T_1) é resfriado no 1º regenerador de calor até a temperatura (T_2). Ao escoar pelo ventilador ocorre um ganho de calor que aquece o ar de (T_2) à (T_3). A vazão de ar entra no local a ser resfriado à uma temperatura (T_3) absorve a carga térmica do local e sai à temperatura (T_4). Em seguida é succionado por outro ventilador ganhando calor de (T_4) à (T_5). O ar entre no resfriador evaporativo à (T_5) e recebe um fluxo de água, se resfriando até (T_6). O ar frio e úmido resfria o 2º regenerador se aquecendo de (T_6) à (T_7). Após um determinado tempo, o sentido do fluxo é invertido e o 1º regenerador de calor que resfriava o ar, se aquecendo passa a ser resfriado e o 2º regenerador que era resfriado passa a ser aquecido. Por isso o sistema opera ciclicamente em regime transiente. Ambas as efetividades do regenerador de calor e do resfriador evaporativo estão em torno de 90 %. Quando a umidade no ambiente refrigerado exceder 80 %, a umidificação é interrompida, operando somente como sistema de ventilação. Entre as fases 1-2 e 6-7, além de transferência de calor, ocorre transferência de vapor de água. Observe o seu desempenho em carta psicrométrica na figura 2.

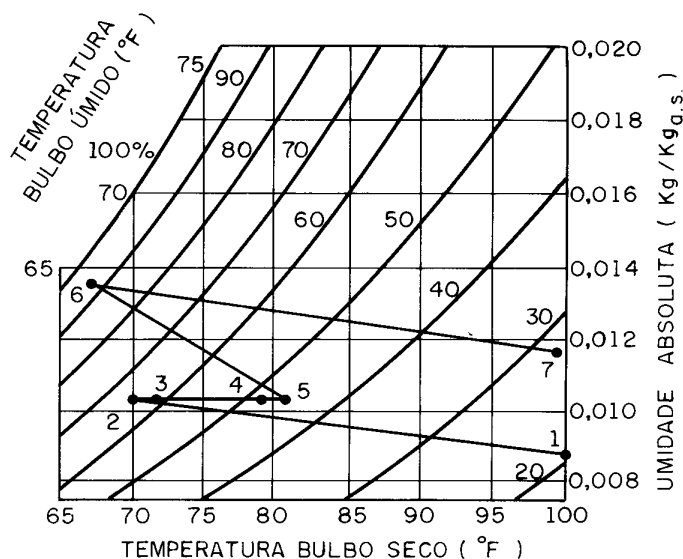


Figura 2. Desempenho do Sistema

3. MODELO E SIMULAÇÃO

Esse sistema opera sobre 2 princípios de funcionamento: Transferência de calor regenerativa e resfriamento evaporativo. Para verificar o desempenho desse sistema foi utilizado uma modelagem teórica no regenerador e no resfriador evaporativo.

3.1 Regenerador

Foi utilizado o modelo de Mumma (1976) para regeneradores. Nele, a transferência de calor é unidirecional, ou seja, as pedras numa seção Δx , são assumidas como tendo uma temperatura uniforme T_{b_m} . A equação diferencial obtida do balanço de energia do ar no volume de controle é:

$$m c_p (T_i - T_{i+1}) = hv A \Delta x (T - T_b) \quad (1)$$

desenvolvendo, tem-se que:

$$\frac{T_{i+1} - T_b}{T_i - T_b} = \text{Exp} \left[\frac{hv A \Delta x}{m \cdot c_p} \right] \quad (2)$$

Onde: m é a vazão mássica de ar [kg/s], c_p é o calor específico do ar [J/kg °C], T é a temperatura do ar e T_b é a temperatura das pedras [°C], A é a área frontal do leito [m²], Δx é a dimensão da seção [m] e hv é o coeficiente de transferência de calor volumétrico [W/m³ °C] utilizado por Anza (1966) calculado pela relação empírica.

$$\frac{hv \cdot d_p}{c_p Go} = 2,4 \text{Re}^{-0,3} \quad (3)$$

O número de Reynolds (Re) é definido pela vazão mássica do gás por área frontal (Go) [kg/m²s] e pelo diâmetro esférico equivalente das partículas (dp).

$$Re = \frac{Go \cdot d_p}{\mu} \quad (4)$$

O balanço de energia na seção Δx das pedras é:

$$(\rho_b A \Delta x)(1-E)c_{pb} \frac{dT_b}{d\tau} = m \cdot cp(T_i - T_{i+1}) \quad (5)$$

desenvolvendo, tem-se que:

$$T_{b(\tau+\Delta\tau)} = dT_{b(\tau)} + \left(\frac{m \cdot cp(T_i - T_{i+1})}{(\rho_b A \Delta x)(1-E)c_{pb}} \Delta\tau \right) \quad (6)$$

Onde: ρ é a massa específica [kg/m³], E é a fração de vazio da matriz de pedra[adimensional], τ é o tempo [s] e o subscrito b é a matriz de pedra.

3.2 Resfriador evaporativo

A eficiência (η) do resfriador ou condensador evaporativo, pode-se definir como:

$$\eta = \frac{T_{5(DB)} - T_{6(DB)}}{T_{5(DB)} - T_{5(WB)}} \quad (7)$$

onde: Os subscritos : DB é bulbo seco e WB é bulbo úmido.

O resfriador evaporativo foi modelado pela seguinte balanço de energia:

$$m \cdot h_e + m_w \cdot h_w = m \cdot h_s \quad (8)$$

onde: h é a entalpia [J/kg] e os subscritos w é a água, e é entrada e s é saída.

De acordo com Dunkle [9], esta eficiência é proporcional ao tamanho da matriz do resfriador e pode ser definida em função do comprimento adimensional (Y):

$$1,05Y = \ln(1 - \eta) \quad (9)$$

Y é o parâmetro adimensional do comprimento, calculado como:

$$Y = \frac{h\nu L}{\rho c_p Go} \quad (10)$$

Onde: ρ é a massa específica do ar [kg/m³] e L é a altura ou profundidade da matriz[m].

3.3 Variações de pressão no sistema

A queda de pressão do ventilador é estimada pelo teorema de bernouilli

$$\Delta P_v = \frac{\rho}{2} v^2 \quad (11)$$

A queda de pressão da matriz de pedra é estimada através de um parâmetro da queda de pressão de Dunkle e Ellul (1972).

$$\pi = \frac{d_p}{\mu} \sqrt{\frac{\rho \Delta p}{Y}} = \text{Re}^{0,65} (8,75 \text{Re} + 729,167)^{0,5} \quad (12)$$

Onde: v é a velocidade do ar [m/s], μ é a viscosidade do ar [N s/m²], p é a pressão [N/m²].

Essas correlações utilizam a queda de pressão em partículas secas. De acordo com os mesmos autores acima, no regenerador úmido, a queda de pressão nas partículas (Δp_w) deve ser corrigida pela expressão para faixa de d_p entre 5 e 20 mm:

$$\Delta p_w = \Delta p \left(1 + \frac{0,0041}{d_p} \right) \quad (13)$$

O aumento da temperatura do ar ao passar pelo ventilador foi estimado pela equação de gás perfeito:

$$\frac{P_e}{P_s} = \frac{T_e (\text{° K})}{T_s (\text{° K})} \quad (14)$$

onde: P é pressão absoluta e T é a temperatura [° K].

4. ANÁLISE EXERGÉTICA

A proposta da análise exergética é determinar as maiores fontes de irreversibilidade ou destruição de exergia no sistema. As condições de operação são:

Altura do regenerador	$L = 0,127 \text{ m}$
Altura do resfriador evaporativo	$L_r = 0,01905 \text{ m}$
Área frontal do leito	$A_f = 4,64 \text{ m}^2$
Carga térmica da casa	$Q_t = 4960 \text{ W}$
Ciclo de funcionamento	$\theta = 5 \text{ min}$
Diâmetro dos dutos e do ventilador	$d = 0,381 \text{ m}$
Diâmetro esférico equivalente das partículas	$d_p = 0,635 \text{ cm}$
Número de Reynolds	$\text{Re} = 79,038$
Potência do ventilador axial	$P_v = 300 \text{ W}$
Vazão volumétrica do ar	$Q = 0,94389 \text{ m}^3/\text{s}$

Os dados de temperatura e umidade foram obtidos da carta psicrométrica na figura 2. Os outros parâmetros do sistema foram calculados pelas expressões acima. As propriedades do ar foram estimadas em função da temperatura e da umidade. Alguns dados do trabalho de Hogg (1971) que não foram explicitados foram extraídos dos trabalhos citados na referência. Eles são:

calor específico da matriz de pedra	$c_{pb} = 840 \text{ [J/kg °C]}$
densidade da matriz de pedra	$\rho_b = 2700 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
fração de vazio	$E = 0,3$

Como o sistema não funciona em regime permanente, pois funciona em ciclos de 5 minutos, a irreversibilidade foi calculada em função do tempo. Ela foi calculada para a casa, os dois ventiladores e o conjunto condensador-regenerador considerando a variação da umidade

do ar. Os volumes de controle estão bem próximos da superfície de cada componente analisado. O volume de controle do condensador-regenerador está indicado na figura 3.

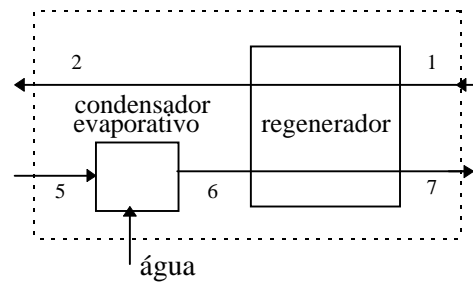


Figura 3. Volume de controle do Condensador- Regenerador

A irreversibilidade foi calculada pelo teorema de Stodola.

$$I = T_R \cdot S_g \quad (15)$$

onde:

$$S_g = \frac{dS_{vc}}{dt} + (S_s^0 - S_e^0) + \frac{Qt}{T_o} - \left[m_s R \ln\left(\frac{P_s}{P_R}\right) - m_e R \ln\left(\frac{P_e}{P_R}\right) \right] \quad (16)$$

A temperatura de referencia (T_R) é de 25°C e (T_o) é a temperatura do ar externo na fronteira do volume de controle.

A entropia do ar úmido foi calculada considerando uma mistura de ar com vapor de água. Foi assumido que:

1. As umidades UA_2 , UA_3 , UA_4 e UA_5 são constantes.

Na casa

2. Opera em regime permanente, ou seja, a variação da entropia com o tempo é zero.
3. Não há variação de pressão dentro do ambiente e a pressão dentro da casa é igual a pressão atmosférica.
4. A temperatura de referência do fluxo de calor é o ar externo $T_1 = 37,8$ °C.

No ventilador

5. Opera em regime permanente.
6. É adiabático.
7. O ar é um gás perfeito e c_p nos pontos 2 e 3 é o c_p médio, pois a variação de temperatura é pequena.

No condensador-regenerador

8. A temperatura de entrada da água no resfriador evaporativo é de 25 °C.
9. O calor específico da matriz de pedra é constante.
10. Não há transferência de calor entre a superfície do regenerador e o ambiente.
11. Opera em regime permanente. O fluxo de calor recebido pela matriz de pedra entre os pontos (1-2) é igual ao fluxo de calor rejeitado pela matriz entre os pontos (6-7).

Há uma incerteza na quantificação da transferência de massa entre os pontos (1-2) e (6-7). Entre (1-2), ocorre evaporação de água acumulada na superfície das pedras do 1º regenerador para o fluxo de ar ambiente seco. Como o processo é cíclico, essa água foi acumulada no ciclo anterior, com a passagem de ar úmido através do regenerador. Já entre os pontos (6-7), ocorre transferência de água (acumulo) do fluxo de ar mais úmido para a superfície do 2º regenerador. Essa água acumulada no 2º regenerador será evaporada no próximo ciclo. Esses fenômenos de transferência de massa que ocorrem na superfície são chamados de adsorção e desorção. Conforme Anza e Mumma (1976), o fluxo de ar ao atravessar o regenerador sai a uma umidade aproximadamente constante. Este fato permite considerar a variação da entropia com

o tempo igual a zero. Foi estimado a irreversibilidade em 2 casos: No 1º, não há transferência de massa de água nos regeneradores e com isso a umidade absoluta no ponto 2 é mesma que no ponto 1. No 2º caso, há variação constante de massa de água nos regeneradores. As quantidades de água transferidas entre os pontos (1-2) e (6-7) foram determinadas quando as umidades relativas dos pontos 2 e 7 fossem alcançadas. As variações de umidade entre os pontos (1-2) e (6-7) são 8g/kg e 12g/kg de ar seco respectivamente. A variação de umidade entre os pontos (6-7) é maior que os pontos (1-2), pois o fluxo de ar entre (6-7) ao passar pelo resfriador evaporativo, está mais úmido do que o outro fluxo. Quanto maior a umidade do ar em relação ao ar externo, maior pode ser sua transferência de umidade por adsorção.

Os resultados do balanço exergética em função do tempo são apresentados na figura 4 e 5 para o 1º e 2º caso respectivamente.

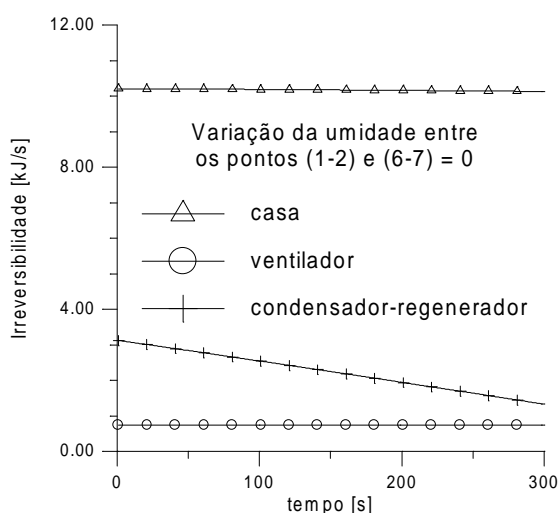


Figura 4 - Cálculo da irreversibilidade no 1º caso

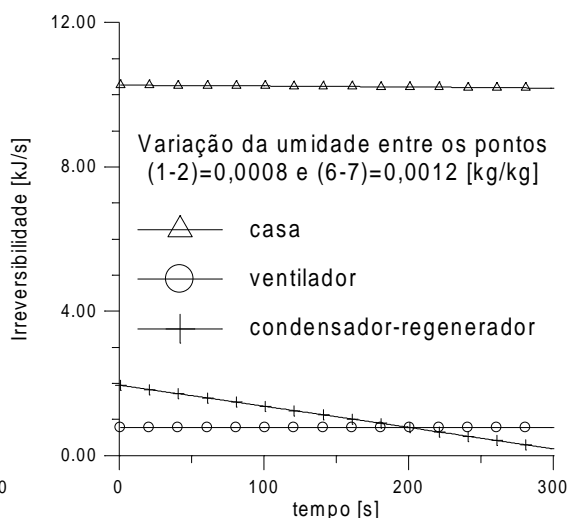


Figura 5 - Cálculo da irreversibilidade no 2º caso

5. DISCUSSÃO

Ambas as figura acima demonstram que as maiores fontes de irreversibilidade no sistema ocorrem na casa. Elas representam cerca de 75 a 85 % da irreversibilidade total. Isso é causado devido ao ganho de calor do ambiente.

A variação da irreversibilidade da casa e do ventilador ao longo do tempo são praticamente constante, mas no condensador-regenerador, a irreversibilidade se reduz com o tempo. Como o regenerador funciona em regime transiente, as temperatura T_2 e T_7 vão aumentando no decorrer do tempo e as variações de temperatura entre (T_1-T_2) e (T_5-T_7) vão diminuindo e consequentemente diminuindo a geração de entropia no regenerador.

A comparação entre o 1º e 2º caso permite determinar a influência da variação da umidade no cálculo das irreversibilidades dentro do condensador-regenerador. No 1º caso, a irreversibilidades do condensador-regenerador é maior do que a do ventilador. No 2º caso, inicialmente, a irreversibilidades do condensador-regenerador é maior do que a do ventilador, mas com o decorrer do tempo ela se torna menor. Comparando as irreversibilidades médias na tabela 1, nota-se que a irreversibilidade média do condensador-regenerador é maior do que a do ventilador no 1º caso, enquanto que no 2º, ela é quase igual.

A água evaporada no regenerador para o fluxo de ar entre pontos (1-2), reduz mais ainda a temperatura (T_2) do ar, pois o regenerador atua como resfriador evaporativo. Em oposição, esse fato aumenta a umidade dentro do ambiente. Quanto menor a temperatura (T_2) do ar em relação a temperatura (T_1), maior será a variação de entropia negativa do ar (S_2-S_1) e assim

menor será a geração de entropia do regenerador. Como a temperatura (T_1) é constante, a entropia nesse ponto também é constante. Observe a temperatura (T_2) no meio do ciclo e a variação de entropia entre os pontos (2-1) na tabela 1.

Já a água adsorvida do fluxo de ar para o regenerador entre os pontos (6-7), diminui o fluxo mássico de ar no ponto (7). Isso diminui a entropia de entrada no ponto (7) e diminui a irreversibilidade no condensador-regenerador.

Tabela 1. Dados do processo

caso	I.ventilador [kj/s]	I.casa [kj/s]	I.cond-regen [kj/s]	I. total [kj/s]	$T_{2(\theta/2)}$ [°C]	$\Delta s_{(2-1)}^o$ [kj/kg K]
1º	0,7691 [5,67 %]	10,1809 [75,03 %]	2,6194 [19,30 %]	13,3594	21,9	-0,05275
2º	0,7698 [6,38 %]	10,2290 [84,77 %]	1,0684 [8,85 %]	12,0671	19,3	-0,06155

A análise exergética dessa unidade permitiu determinar as maiores fontes de irreversibilidade. Elas ocorrem na casa, com isso qualquer melhoria para otimizar o sistema deve ser feito na casa para reduzir essa elevada geração de entropia.

A irreversibilidade do ventilador é pequena e praticamente constante ao longo do tempo. Já no condensador-regenerador, a diminuição da irreversibilidade do condensador-regenerador ao longo do tempo indica que a temperatura do regenerador vai se aproximando da temperatura ambiente e com isso perde sua capacidade de refrigera o ambiente com o tempo.

A variação da umidade dentro dos regeneradores reduz a irreversibilidades do conjunto condensador-regenerador, sendo vantajosa. O inconveniente é que o aumento da umidade dentro do espaço condicionado pode ultrapassar o limite de umidade relativa (85%) de conforto térmico.

A análise de 2ª Lei nos mostrou que o sistema regenerativo de leito pedra úmido pode ser um sistema alternativo de resfriamento de ambiente, mas deve ser controlado o aumento de umidade dentro do espaço condicionado.

Agradecimentos Agradecemos ao Cnpq pela bolsa de estudo

6. REFERÊNCIAS

- Anza, Juan M.Rodriguez ; Mumma, Stanley A., 1966, "Rock Bed Regenerative as a Means of Indirect Evaporative Cooling", ASHRAE Trans., vol.68, pp.787-796.
- Dunkle, R. V.; Ellul, W. M. J., 1972, "Randomly-Pached Particulate Bed Regenerative and Evaporative Coolers", Mechanical e Chemical Engineering Transaction, Nov, pp.117-121.
- Hogg, F. G. 1971 *A Switched-Bed Regenerative Cooling System*. Proc. Int. Congr. Refr 13th, Washinton, D.C., Vol 4, p.41-46.
- Jones, W.P., 1983, Engenharia de Ar condicionado ,Rio de Janeiro, Campus,. Cap.6 e 15: A escolha das condições de insulflamento de projeto, e Os fundamentos do escoamento de ar em dutos, pp.138-139;378-432.
- Mumma, S. A.; Marvin, W. C., August 1976, "A Method of Simulating the Performance of a Pebble Bed Thermal Energy Storage and Recovery System", In Conference, St. Louis, MO: ASME-AICHE Heat transfer Conferenceration, nº 76-HT-73, pp.1-5.
- Read, W.R. ; Chapman, H.L. e Davey, L.E., Dec, 1972, "The use of RBR Systems in South Australian Schools", In Conference, Adelaide: Australian Refrigeration, Air Conditioning and Heating, vol.26, nº 12, pp.20-27.

5. CONCLUSÕES

Utilizar os critérios do PNQ, seja para concorrer ao prêmio ou usá-los na gestão interna das organizações, é um processo importante para que busquem mecanismos para serem mais competitivas. Nos últimos anos, nota-se que a aplicação do Desdobramento da Função Qualidade transcende sua aplicação convencional para desenvolvimento de produtos ou serviços. Com a utilização do QFD, observou-se que é possível planejar e estruturar melhor a qualificação profissional, obtendo-se resultados significativos. No caso apresentado, se o treinamento for claramente estabelecido, e bem executado, tem-se como consequência maior contribuição para atender os critérios do PNQ em cada nível funcional da organização.

A partir do desenvolvimento do modelo conceitual apresentado e, mais especificamente, da aplicação da segunda matriz, demonstra-se que o modelo pode ser considerado, a princípio viável. Porém, é necessária continuidade no desenvolvimento estendendo a aplicação para as outras matrizes, completando assim os desdobramentos sucessivos que o QFD proporciona. Esses são os próximos passos para o desenvolvimento desse trabalho. A aplicação do QFD, tendo em vista atender os critérios do PNQ, apresenta-se como uma evolução importante para que as organizações possam aprimorar sua gestão no ambiente competitivo atual.

6. REFERÊNCIAS

- Abreu, F.S. "Desdobramento da Função Qualidade - Estruturando a Satisfação do Cliente". RAE - Revista de Administração de Empresas, Vol. 32, nº 2, p. 47-55, 1997.
- Akao, Y. "Introdução ao Desdobramento da Função Qualidade". FCO: Belo Horizonte, 1996.
- Campos, V.F. "O Valor dos Recursos Humanos na Era do Conhecimento. Editora Lítera Maciel Ltda., Belo Horizonte, 1995.
- Campos, R.B. e Miguel, P.A.C. Proposta de uma Aplicação de QFD para Identificação das Necessidades de Treinamento. CD ROM do XIX ENEGEP, Rio de Janeiro, 1999.
- Cheng, L.C. *et al.* "QFD: Planejamento da Qualidade". Editora Lítera Maciel Ltda., Belo Horizonte, 1995.
- Chiavenato, I. "Recursos Humanos". Editora Atlas, São Paulo, 1994.
- Coelho, M.A.S. *et al.* "Desdobramento da Função Qualidade - QFD: Um Modelo Conceitual Aplicado em Treinamento. CD ROM do XVII ENEGEP, Gramado, RS, 1997.
- Crowe, T.J. e Cheng, C. "Using Quality Function Deployment in Manufacturing Strategic Planning". Int. J. of Operations & Production Management, Vol. 6, nº 4, p. 35-48, 1996.
- Ermer, D.S. "Using QFD becomes an Educational Experience for Students and Faculty". Quality Progress, Vol. 28, nº 5, p. 131-136, 1995.
- Guinta, L.R. e Praizler, N.C. "Manual de QFD". Editora LTC, Rio de Janeiro, 1993.
- Glushkovsky, E.A. *et al.* "Avoid a Flop: Use QFD with Questionnaires". Quality Progress, Vol. 28, nº 6, p. 57-62, 1995.
- Jacobs, R.A. e Dygert, C.B. "A Non-traditional Use of Quality Function Deployment". Transactions of the Ninth Symposium on QFD, Novi, MI, p. 105-118, 1997.
- Montenegro, E. "Gestão por Competência". Makron Books, São Paulo, 1999.
- Stampen, J.O. "Training Function Deployment: Applying QFD to Staff Development". Transactions of the 9th Symposium on QFD, Novi, MI, p. 119-130, 1997.
- Vargas, R.M. "Treinamento e Desenvolvimento: Reflexões sobre seus Métodos". Revista de Administração, Vol. 31, nº 2, p. 126-136, 1996.

competências das pessoas da organização. A Tabela 3 mostra os resultados mais relevantes na aplicação na segunda matriz, considerando sugestões de indicadores para os valores objetivos (qualidade projetada).

Nível 2	Grau Importância	conhecimento do sistema de documentação da qualidade	conhecimento dos processos da organização	conhecimento de ética e cidadania	conhecimento das necessidades dos clientes	conhecimento de técnicas de aprendizagem	conhecimento de leis ambientais	(...)	habilidade criativa	habilidade de delegar	habilidade em atuar como facilitador	habilidade na gestão de projetos	habilidade na coordenação dinâmica de equipes	habilidade em lidar com pessoas	(...)
coordenar a implantação do sistema da qualidade	5	●	●	●	●	●	○		●	●	●	●	●	●	
gerir o sistema da qualidade	5	●	●	●	●	●	○		●	●	●	●	●	●	
ser representante da administração para o sistema da qualidade	3	●	●	○	●	○	○		●	●	●	●	●	●	
coordenar grupos para ação corretiva, preventiva, e melhorias	5	●	●	○	○	○	○		●	●	●	○	○	○	
ser responsável pela inspeção final	1	●	●	○	○	○	○		●	●	○	○	○	○	
ser responsável pelo laboratório de metrologia	2	●	●	○	○	○	○		●	●	○	○	○	○	
ser responsável pela inspeção de recebimento	3	●	●	○	○	○	○		●	●	○	○	○	○	
elaboração de procedimentos relativos ao sistema da qualidade	2	○	●	○	●	○	○		●	●	○	○	○	○	
ser auditor interno da qualidade	3	●	●	○	○	○	○		●	●	○	○	○	○	
analisar requisitos normativos e coordenar atividades p/ atendê-los	5	●	●	○	○	○	○		●	●	○	○	○	○	
executar auditorias de processo conforme procedimentos internos	3	●	●	○	●	△	○		●	●	○	○	○	○	
ser responsável pelo desenvolvimento de novos fornecedores	1	○	●	○	●	○	○		●	●	○	○	○	○	
ministrar cursos relativos as ferramentas da qualidade	5	●	●	△	●	●	○		●	●	○	○	○	○	
ser responsável pelo CEP	2	●	●	△	○	○	○		●	●	○	○	○	○	
elaborar FMEAs e planos de controle	2	●	●	△	○	○	○		●	●	○	○	○	○	
ser responsável pela implantação do sistema de gestão ambiental	4	●	●	●	●	●	○		●	●	●	●	●	●	
(...)															
Peso Absoluto		186	216	88	145	72	84		216	216	132	102	216	216	
Peso Relativo (%)		3,9	3,6	1,8	3	1,5	1,8		4,5	4,5	2,8	2,1	4,5	4,5	

Figura 3. Parte da Matriz da Qualidade Desenvolvida

Tabela 3. Características da qualidade relevantes e valores objetivos

Conhecimentos e Habilidades (Características da Qualidade)	Peso Abs.	Peso Rel. (%)	Indicadores para Valores Objetivos
Conhecimento dos processos	216	4,5	nº de sugestões apresentadas para solução de problemas
Conhecimento do sistema de documentação da qualidade	186	3,9	nº de sugestões apresentadas e nº de falhas no sistema documental
Conhecimento das leis ambientais	84	1,8	nº de sanções ambientais recebidas
Conhecimento de normas nacionais e internacionais	126	2,6	nº de não conformidades devido a falhas de interpretação das normas
Habilidade criativa	216	4,5	nº de inovações e/ou melhorias propostas
Habilidade de delegar	216	4,5	nº de sub-grupos formados
Habilidade em envolver o cliente e fornecedor no planejamento	149	3,1	nº de participantes externos nas reuniões
Habilidade no uso de ferramentas para melhoria contínua	216	4,5	nº de inovações propostas para melhoria contínua

A seguir, a equipe determinou os conhecimentos e habilidades requeridas, equivalentes as características da qualidade. Essa determinação foi fundamentada considerando as habilidades gerenciais, habilidades técnicas, e habilidades de interações pessoais. A equipe também se reuniu para definir, através de um *brainstorming*, as relações entre essas habilidades e as atribuições da engenharia da qualidade. Os conhecimentos e habilidades gerenciais, técnicas, e pessoais são apresentadas na Tabela 2. Essa tabela apresenta parte dos conhecimentos e habilidades requeridas, de um total de 20 conhecimentos e 13 habilidades.

Definido essas etapas, foi necessário voltar aos entrevistados para preenchimento da matriz da qualidade que relaciona as funções atribuídas com as habilidades requeridas. Adotou-se o modelo de distribuição independente de pontos conforme Akao (1996). O grau de relação seguiu a escala: 9 - relação forte, 3 - relação moderada, 1 - relação fraca, e em branco nenhuma relação. A Figura 3 mostra parte da matriz da qualidade com as respectivas relações e simbologia utilizadas; a matriz completa é de 24 linhas por 33 colunas.

Tabela 2. Tabela de Desdobramentos dos conhecimentos e habilidades requeridas

Nível 1	Nível 2
Conhecimentos	conhecimento do sistema de documentação da qualidade
	conhecimento de técnicas para garantir a exatidão e integridade dos dados
	conhecimento dos processos da organização
	conhecimento de ética e cidadania
	conhecimento das necessidades dos clientes internos e externos
	conhecimento de técnicas de aprendizagem
	conhecimento de leis ambientais
	conhecimento financeiro
	conhecimentos de normas nacionais e internacionais
	(...)
Habilidades	habilidade criativa
	habilidade de delegar
	habilidade em lidar com situações que envolvem conflito de interesses
	habilidade em atuar como facilitador
	habilidade na gestão de projetos
	habilidade na coordenação dinâmica de equipes
	habilidade em lidar com pessoas
	habilidade em envolver o cliente e fornecedor no planejamento
	(...)

A seguir, definiu-se os valores para peso absoluto e peso relativo, tendo como objetivo definir a importância de cada característica da qualidade, através do peso que cada uma representa. Essa importância pode ser usada para priorização dos recursos necessários.

A etapa final do trabalho foi a definição da qualidade projetada (valores objetivos). Na elaboração da matriz, verifica-se que a qualidade projetada é de extrema importância, usualmente tratada na literatura (Cheng *et al.*, 1995; Akao, 1996). Entretanto, não existe maior detalhamento de como tais valores devem ser determinados. Sendo assim, essa etapa pode ser considerada como sendo aquela de maior dificuldade no desenvolvimento do trabalho. Seria importante que os valores objetivos tivessem um tratamento bem definido, para que eles pudessem servir como indicadores de desempenho das funções de trabalho. Tal atividade estaria bem fundamentada de encontro aos objetivos organizacionais para buscar melhorar as

com a execução de um treinamento eficaz. Na verdade, apesar do modelo propor uma sequência de quatro matrizes, ele se compõe de n matrizes, a partir da primeira, de acordo com o número de níveis funcionais considerado.

3.1 Aplicação do Modelo Proposto para Elaboração da Segunda Matriz

A aplicação foi realizada através de reuniões da equipe formada pelos co-autores desse trabalho, com contribuição direta ou indireta de outros colaboradores. Em função da importância do desenvolvimento do treinamento, decidiu-se desenvolver a segunda matriz do modelo proposto. Partiu-se do pressuposto de que a função qualidade é uma das mais relevantes tendo em vista os critérios do PNQ. Para desenvolvimento da segunda matriz, as seguintes etapas, descritas a seguir, foram completadas.

Uma vez definida a aplicação para a função qualidade, definiu-se entrevistas feitas pela equipe, com profissionais que atuam na área, solicitando para que apontassem suas atribuições funcionais. Essa etapa é equivalente a "Voz do Cliente", onde são obtidos os requisitos dos clientes que, nesse caso, são equivalentes às atribuições funcionais. O resultado dessa etapa é mostrado na Tabela 1. Após a identificação das atividades, e organizadas as funções foi também solicitado que os entrevistados atribuissem o grau de importância para cada requisito funcional, utilizando uma escala de 1 a 5, sendo 1 "nada importante" e 5 "muito importante".

Tabela 1. Tabela de Desdobramento das Atribuições funcionais para a eng. da qualidade

Nível 1	Nível 2	Grau Imp.
Gestão	coordenar a implantação do sistema da qualidade	5
	gerir o sistema da qualidade	5
	ser representante da administração para o sistema da qualidade	3
	coordenar grupos para ação corretiva, preventiva, e melhorias	5
	coordenar equipes de auditores internos e/ou inspetores	5
	coordenar atividades de calibração de instrumentos de medição	3
Inspeção	ser responsável pela inspeção final	1
	ser responsável pelo laboratório de metrologia	2
	ser responsável pela inspeção de recebimento	3
	ser responsável pela inspeção de processos	3
	executar ensaios de confiabilidade	2
	preparação e aprovação de amostras iniciais	1
Auditorias, Sistema da Qualidade, e Normatização	elaboração de procedimentos relativos ao sistema da qualidade	2
	ser auditor interno da qualidade	3
	analisar requisitos normativos e coordenar atividades p/ atendê-los	5
	executar auditorias de processo conforme procedimentos internos	3
	executar auditorias de processo conforme requisitos dos clientes	3
Desenvolvi/to Fornecedores	ser responsável pelo desenvolvimento de novos fornecedores	1
	avaliar fornecedores	1
Ferramentas da Qualidade	ministrar cursos relativos as ferramentas da qualidade	5
	ser responsável pelo CEP	2
	elaborar FMEAs e planos de controle	2
Gestão Ambiental	ser responsável pela implantação do sistema de gestão ambiental	4
	ser auditor interno do sistema de gestão ambiental	4

mercado a partir das necessidades dos clientes, garantindo assim a transformação dessas necessidades, expectativas, e desejos em características dos produtos que reflitam tais requisitos. A metodologia foi desenvolvida a partir das tabelas da qualidade, em 1966, por Akao (1996) e, em 1972, surgiu o que é hoje conhecido por QFD, através da aplicação da matriz (casa) da qualidade pelos estaleiros da *Mitsubishi Heavy Industries* em Kobe no Japão. Essa matriz considera relações entre as funções e características da qualidade do produto e exigências dos clientes. A partir das aplicações do QFD para o desenvolvimento de produtos, surgiram aplicações no setor de serviços, em hotéis, restaurantes, e academias de ginástica. Atualmente, o QFD se estende para aplicações que envolvem outras áreas do conhecimento, em função de ser uma metodologia flexível, podendo ser adaptada para as necessidades de cada aplicação (Abreu, 1997). Surgem assim, aplicações do QFD como um meio de introduzir e trabalhar informações, através de suas matrizes, relações e correlações, em situações em envolvem estabelecimento de nova grade curricular (Ermer, 1995), elaboração de questionários (Glushkovsky et al, 1995), planejamento estratégico (Crowe & Cheng, 1996), e definição de estrutura organizacional juntamente com avaliação de performance (Jacobs & Dygert, 1997). Existem ainda na literatura, relatos do uso do QFD para desenvolvimento do treinamento (Guinta & Praizler, 1993; Stampen, 1997; Coelho *et al.*, 1997). Esse trabalho considera, principalmente, a aplicação para identificação das necessidades de treinamento, mais especificamente para desenvolvimento da área funcional da qualidade através da aplicação do modelo proposto, descrito a seguir, na segunda matriz, que considera os conhecimentos e habilidades que relacionam-se com as funções exercidas pela engenharia da qualidade.

As bases para o desenvolvimento do modelo proposto podem ser encontradas em Campos & Miguel (1999), consistindo de quatro matrizes que interrelacionam-se entre si através de desdobramentos sucessivos, conforme mostra a Figura 2.

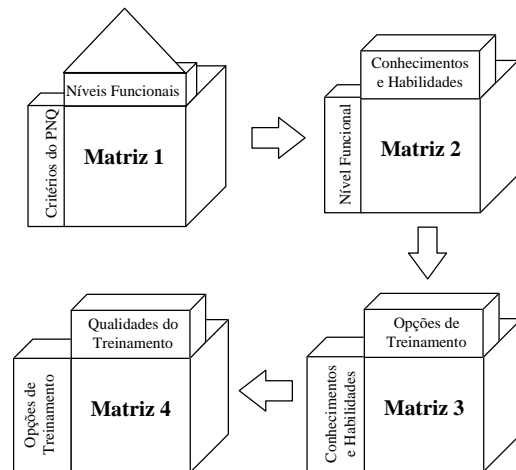


Figura 2. Modelo Conceitual através do QFD

A primeira matriz relaciona os critérios do PNQ com os níveis funcionais da organização, como por exemplo, marketing, engenharia de produto, produção, engenharia da qualidade, expedição, logística, dentre outras. A segunda matriz consiste no relacionamento das funções do trabalho com os conhecimentos e habilidades requeridos para desenvolvimento de dada função específica, podendo tratar-se da área de marketing ou engenharia da qualidade. A terceira matriz relaciona os conhecimentos e habilidades com as opções de treinamento, resultando na especificação do treinamento necessário para alcançar os conhecimentos e habilidades determinados na matriz anterior. A quarta matriz estabelece quais as qualidades importantes do treinamento, relacionando os itens que contribuem favorável e positivamente

engajadas na força de trabalho são capacitadas para desenvolver e utilizar seu pleno potencial, em alinhamento com as estratégias da organização. São também examinados os esforços para criar e manter um ambiente que conduza à excelência do desempenho, à plena satisfação e ao crescimento pessoal e da organização. A Gestão de Processos considera os principais aspectos dessa gestão, incluindo o projeto do produto com foco no cliente, a produção, os processos de apoio e relativos aos fornecedores e parceiros. Uma vez que a gestão de processos deve ocorrer em todos os setores e unidades, examina, portanto, como os principais processos são projetados, gerenciados eficazmente, e aperfeiçoados para obter melhor desempenho e para melhor atender às necessidades dos clientes. Os Resultados da Organização relatam o desempenho e a melhoria em áreas críticas para a organização, tais como: satisfação do cliente e do mercado, finanças, pessoas, fornecedores e parceiros, e produtos e processos organizacionais. São também examinados os níveis de desempenho em relação aos concorrentes, aos referenciais de excelência e/ou a outros referenciais comparativos.

Este trabalho, apesar de considerar no modelo conceitual todos os critérios do PNQ, concentra-se no critério de Gestão de Pessoas, mais especificamente para desenvolvimento do treinamento. Nesse sentido, considera como as pessoas que fazem parte da força de trabalho devem ser desenvolvidas para atender os objetivos da organização. Atualmente, toda organização deve preparar sua força de trabalho, promovendo seu crescimento profissional através de treinamentos capazes de desenvolver novas habilidades em seus profissionais, e com isso atingir metas que seus concorrentes não conseguem (Campos, 1995). Conforme descreve Chiavenato (1994), o treinamento é uma das importantes vertentes para a conceituação do desenvolvimento de recursos humanos. É um processo educacional que conduz o indivíduo a adquirir competências para exercer um cargo ou função dentro de uma organização (Chiavenato, 1994), sendo uma aquisição sistemática de atitudes, conceitos, conhecimento, regras ou habilidades que resultem na melhoria da performance no trabalho (Vargas, 1996). Assim, as organizações devem utilizar-se de uma gama variada de métodos e meios para desenvolver as pessoas. Deve-se ainda que considerar que as organizações têm no treinamento bases estratégicas para os desafios de identificação de talentos devotadamente ajustados às competências exigidas pela direção da organização e elaboração de plano de capacitação, orientado pelas metas estrategicamente determinadas (Montenegro, 1999).

Um dos fundamentos do PNQ reside na valorização das pessoas, podendo-se afirmar que grande parte da capacidade de produção de bens e serviços está relacionada à excelência e ao moral das pessoas. Complementa-se com o desenvolvimento de habilidades alinhadas às novas exigências estratégicas e ao desenvolvimento de conhecimentos específicos, adquiridos por treinamento, ampliando assim a capacidade de contribuição dos indivíduos. Adotando-se o modelo de gestão estruturado pelos sete critérios do PNQ, verifica-se que esses critérios operam num enfoque sistêmico em alinhamento com as metas globais da organização. Sendo assim, identificar as necessidades de treinamento é essencial para que se tenha alinhamento entre as atividades de capacitação da força de trabalho e necessidades da organização.

3. PROPOSTA DO MODELO CONCEITUAL

O presente trabalho tem sua origem numa proposição da aplicação do Desdobramento da Função Qualidade (QFD) para identificação das necessidades de treinamento que possibilitem a organização ser mais competitiva para concorrer ao PNQ, ou adotar seus critérios na gestão interna de seus processos. O uso do QFD surgiu como metodologia para traduzir as necessidades dos clientes em características de produtos. Abreu (1997) relata que o QFD pode ser considerado como o primeiro método estruturado e sistematizado para orientar o processo de execução das tarefas que envolvem desde a concepção até o lançamento de um produto no

da qualidade, destaquem-se como referenciais de excelência, tendo como objetivos estimular a melhoria contínua da qualidade de produtos e serviços, focar a gestão das empresas na satisfação das necessidades e expectativas dos clientes, e promover a imagem e reputação internacional de produtos e serviços brasileiros. Seis categorias de empresas podem habilitar-se ao prêmio (edição de 1999): Manufaturas, Prestadoras de Serviços, Médias Empresas (de 51 a 500 funcionários), Pequenas e Micro Empresas (até 50 funcionários trabalhando em tempo integral), Órgãos da Administração Pública do Poder Executivo Federal, e a categoria de Associações, Institutos, e Fundações de Direito Privado e sem Fins Lucrativos. O prêmio é administrado pela Fundação para o Prêmio Nacional da Qualidade (FPNQ), criada em 1991 por 39 organizações públicas e privadas. A avaliação baseia-se em critérios de excelência adotados mundialmente e similares ao prêmio norte-americano (*Malcom Baldrige National Quality Award*), aos quais foram incorporados conceitos dos prêmios europeu (*European Quality Award*) e japonês (*Deming Prize*). As empresas candidatas devem fornecer dados sobre as melhorias obtidas em seus processos e respectivos resultados. Precisam demonstrar que o enfoque dado pode ser reproduzido ou adaptado por outras empresas, segundo os critérios estabelecidos pela FPNQ. O sistema adotado para pontuação das empresas candidatas baseia-se em três dimensões de avaliação: enfoque, aplicação, e resultados, com uma estrutura de critérios e pontuação conforme apresentados na Figura 1.

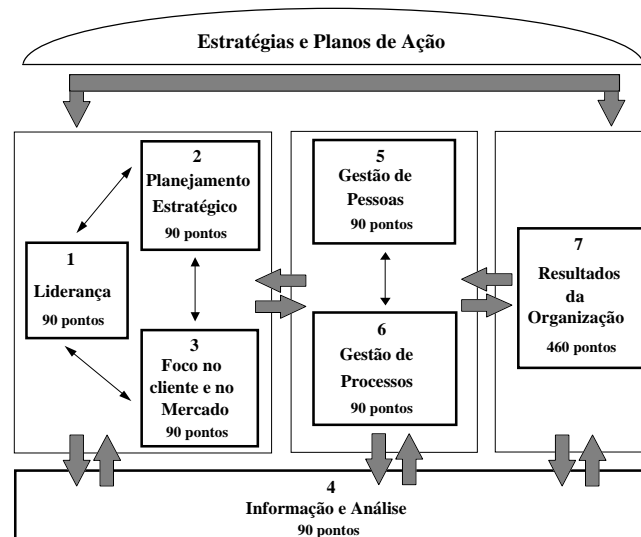


Figura 1. Critérios e Pontuação do PNQ (Fonte: FPNQ, 1999).

O critério Liderança examina o envolvimento pessoal e a liderança da alta direção no desenvolvimento e na manutenção de um sistema de liderança que promova a excelência do desempenho, integrando os valores da organização com as necessidades dos clientes, do mercado, e de outras partes interessadas. É também examinado como os aspectos de responsabilidade pública e de cidadania são abordados pela organização. O Planejamento Estratégico verifica como a organização define suas estratégias e as desdobra em planos de ação que a conduzam a um sistema eficaz de gestão de desempenho, enfatizando os planos relativos à gestão das pessoas. O critério Foco no Cliente e no Mercado considera como a organização identifica, entende e se antecipa às necessidades dos clientes e dos mercados. Também são examinadas as formas de como a organização estreita seu relacionamento com os clientes e intensifica sua satisfação. O critério Informação e Análise examina a gestão e a eficácia da utilização das informações corporativas, para apoiar os principais processos e a gestão do desempenho da organização. A Gestão das Pessoas examina como as pessoas

MODELO CONCEITUAL PARA DESENVOLVIMENTO DO TREINAMENTO PARA O PRÊMIO NACIONAL DA QUALIDADE ATRAVÉS DO USO DO QFD

Paulo Augusto Cauchick Miguel

Rodrigo Barbosa Campos

José Celso Sobreiro Dias

Isac Martins de Oliveira

Marcelo Pinto de Moraes

Universidade Metodista de Piracicaba, Faculdade de Engenharia Mecânica e de Produção, Rod. SP 306, km 1, 13450-000 Santa Bárbara d'Oeste, SP. E-mail: pamiguel@unimep.br

Resumo

Esse trabalho objetiva apresentar um modelo conceitual para desenvolvimento do treinamento, tendo como base a aplicação do Desdobramento da Função Qualidade (QFD). O modelo é composto por quatro matrizes, partindo dos critérios do Prêmio Nacional da Qualidade (PNQ). O modelo proposto é apresentado, bem como uma aplicação para a elaboração da segunda matriz, que relaciona o nível funcional da engenharia da qualidade com os conhecimentos e habilidades para executar as atribuições dessa área funcional.

Palavras-chave: QFD, Prêmio Nacional da Qualidade, Treinamento, Gestão de Pessoas

1. INTRODUÇÃO

O atual ambiente competitivo tem levado as organizações industriais ou prestadoras de serviços na busca de maior desempenho e altos níveis de excelência. Uma das maneiras das organizações alcançarem êxito nessa busca, é estruturarem-se conforme os critérios de gestão do PNQ, tendo como ponto essencial a gestão eficaz da sua força de trabalho. Nesse sentido, a capacitação de pessoal assume papel fundamental nessa gestão. A proposta desse trabalho é apresentar um modelo conceitual, através das matrizes do QFD, partindo dos critérios do PNQ e relacionando-os com os níveis funcionais da organização. Nesse caso, um modelo conceitual é o conjunto formado por tabelas e matrizes de um determinado desenvolvimento (Cheng et al, 1995). O modelo é composto de quatro matrizes, sendo que a relação critério e do PNQ e níveis funcionais compõe a primeira matriz. As matrizes subsequentes relacionam os níveis funcionais com os conhecimentos e habilidades necessários (segunda matriz), os conhecimentos e habilidades com opções de treinamento (terceira matriz), e as opções de treinamento com as qualidades importantes para desenvolvimento desse treinamento (quarta matriz). Dessa forma, desenvolvendo as qualidades importantes para o(s) treinamento(s), estaria, indiretamente através dos desdobramentos das matrizes, atendendo os critérios do PNQ, no que tange à contribuição do treinamento.

2. O PNQ, A GESTÃO DE PESSOAS, E O TREINAMENTO

O PNQ é hoje um instrumento importante para avaliação de empresas que buscam alcançar excelência em qualidade naquilo que produzem e/ou comercializam. É concedido em reconhecimento a empresas brasileiras que, após avaliação de seus procedimentos de gestão

PREDICTING THE NO FORMATION IN NATURAL GAS COMBUSTION

André A. Isnard

Marcos S. P. Gomes

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 22453-900, Rio de Janeiro, RJ, Brasil. E-mail: mspgomes@mec.puc-rio.br

Abstract

The work investigated a numerical procedure developed for simulating the combustion of natural gas in industrial furnaces, predicting thermal NO formation. It was based in the finite volume formulation and involved the k- ϵ model of turbulence. The generalized finite rate model was used for simulating the combustion process, including limiting rate of reactions calculated by the Arrhenius or the Magnussen models. The discrete transfer radiation model was also employed. A simple one step reaction mechanism was used for representing the combustion of the fuel. The oxidation of nitrogen was simulated by considering the Zeldovich mechanism and by coupling NO formation and combustion. The fundamental goals of this research were (i) to evaluate the model efficiency by comparing its quantitative predictions with available experimental data and (ii) to relate the influence of the temperature field with the NO formation rate. The model results indicated a high dependence of the NO concentration on the temperature and the [O] radical fields. Further refinements will be necessary in future model developments for correctly predicting NO.

Key-words: Combustion Modeling, NO_x, Natural Gas

1. INTRODUCTION

In this work, it was investigated the performance of a model based in the finite volume formulation, including the k- ϵ model of turbulence, the generalized finite rate models of Arrhenius and Magnussen for chemical reactions calculations, and the discrete transfer radiation model, for simulating the combustion process in industrial furnaces.

In a natural gas combustion equipment, nitrogen oxide is formed mainly by oxidation of molecular nitrogen from the combustion air (thermal NO). The Zeldovich mechanism has been extensively tested and investigated in predicting thermal NO in such conditions. In these investigations, the assumption of equilibrium values for species and radicals concentrations is a simplification generally adopted, failing in estimating the NO formation rates near the combustion zone. The present work investigated the implication of implementing the Zeldovich mechanism by coupling the NO formation with the combustion process in a simplified reaction mechanism.

The purpose of this study was to investigate the performance of such a modeling approach in predicting NO formation in industrial natural gas flames. In this manner, the model may be used in evaluating the environmental impact of practical combustion units.

1.1 Zeldovich Mechanism of NO Formation

Zeldovich (1946) proposed a two reactions mechanism represented by reactions (1) and

(2). This mechanism is initiated by reaction (3), which represents the dissociation of molecular oxygen, in which M denotes a third body. M may be regarded as any species such as N₂, N, NO, O₂ or O, with the function of stabilizing the reaction. In our case, M was substituted by N₂, once this species was the most abundant in the interior of the furnace.



In this mechanism proposed by Zeldovich, the combustion reaction is considered only as a source of energy for the reactants, as the reactions (1) and (2) occur independently of the combustion reaction. In this situation, NO formation rates are calculated assuming equilibrium values of temperature and concentration of O, N₂ and O₂. This process has been named by Zeldovich as a thermal mechanism.

Errors may be introduced by this approximation, mainly predicting NO formation rates near the combustion zone. In the present work it was investigated a simplified reaction mechanism implementing the Zeldovich one, coupling the NO formation process with the combustion process. This direct approach consists on the simultaneous calculations of the rate equations for reactions (1)-(3) and the rate equation describing the combustion process.

2. MODEL DESCRIPTION

We have used the commercial code Fluent to simulate the industrial furnace and the combustion process. A description of the models employed are presented in the next sections.

2.1 Turbulent Flow Field

The model implemented for simulating the turbulent flow was composed by the equation (4) for the conservation of total mass and the equation (5) for the conservation of momentum in the time averaged form. The Boussinesq's hypothesis was taken into account leading to an effective viscosity given by equation (6). Equation (7) represents the modified total pressure P, considering the contributions due to the turbulent fluctuations.

$$\text{div}(\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (4)$$

$$\text{div}(\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\text{grad } P + \text{div}(\mu_{ef} \text{grad } \mathbf{v}) + \text{div}(\mu_{ef} \text{grad } \mathbf{v})^T \quad (5)$$

$$\mu_{ef} = \mu + \mu_t \quad (6)$$

$$P = p - \frac{2}{3} [\mu_{ef} \text{div } \mathbf{v} + \rho k] \quad (7)$$

For calculating the turbulent viscosity it was used the k- ϵ model of turbulence. In this model, k corresponds to the turbulence kinetic energy and ϵ corresponds to the dissipation for the turbulence kinetic energy. Two more equations representing the conservation for k and ϵ were solved.

The above equations were solved simultaneously providing results for the turbulent flow field.

2.2 Temperature Field

For simulating the temperature field within the furnace it was solved the equation (8) for the conservation of energy, in which the total enthalpy h is defined as the sum of the enthalpies of each species h_i weighted by its mass fraction m_i , represented by equation (9).

$$\text{div}(\rho v h) = \text{div} \left[\left(\frac{\mu}{\text{Pr}} + \frac{\mu_t}{\text{Pr}_t} \right) \text{grad } h \right] + v \bullet \text{grad } p + S_h \quad (8)$$

$$h = \sum_i m_i h_i \quad (9)$$

Equation (10) represents the enthalpy source S_h due to the chemical reactions and the radiation heat transfer.

$$S_h = S_{\text{reac}} + S_{\text{rad}} \quad (10)$$

2.3 Chemical Species and Combustion Modeling

For simulating the transport in the gas phase, the mixture was considered as an ideal gas, and a set of conservation equations for the chemical species was solved. Equation (11) represents the conservation for each chemical species.

$$\text{div}(\rho v m_i) = \text{div} \left[\left(\frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \text{grad } m_i \right] + R_i \quad (11)$$

In the above equation, the term R_i represents the source for each species. It may be expressed by the sum of the reaction rates (generation or consumption) for species i in every reaction k, as denoted by $R_{i,k}$ corresponding to equation (12).

$$R_i = \sum_k R_{i,k} \quad (12)$$

The rates in the combustion reactions were calculated by using both the Arrhenius and the Magnussen models (Fluent User's Guide, 1996). In the Arrhenius model, the reaction rate may be computed according to equation (13).

$$R_{i,k} = \eta_{i,k} M_i T^{\beta_k} A_k \exp(-E_k / RT) \prod_j C_j^{\gamma_{j,k}} \quad (13)$$

In the Magnussen model, the rate of reaction is calculated both by equations (14) and (15) and the smallest value is taken (limiting rate). In these expressions, j^* represents the reactant which gives the smallest value for $R_{i,k}$, and K_1 and K_2 are empirical constants.

$$R_{i,k} = \eta_{i,k} M_i K_1 \rho \frac{\varepsilon m_{j^*}}{k \eta_{j^*,k} M_{j^*}} \quad (14)$$

$$R_{i,k} = \eta_{i,k} M_i K_1 K_2 \rho \frac{\varepsilon \sum_p m_p}{k \sum_p \eta_{p,k} M_p} \quad (15)$$

The smallest value obtained in the two models, Arrhenius and Magnussen, was employed as the final value for the reaction rate in the calculation of the source term due to chemical reactions involving species i , R_i .

2.4 Radiation Model

The Discrete Transfer Radiation Model (DTRM) was employed in the computation of the heat fluxes due to radiation. In this model, the change in the radiant intensity I , integrated over all wavelengths, along a path S , is calculated according to equation (16) when scattering is neglected.

$$\frac{dI}{dS} = -\alpha I + \frac{\alpha \sigma T^4}{\pi} \quad (16)$$

The terms on the right side of equation (16) represent the loss by absorption and the gain by emission due to the participating medium, respectively.

3. PROBLEM SET-UP

3.1 Geometry

The geometry which was simulated, corresponding to a cylindrical combustor, is shown in Figure 1. It was the same geometry used by Garretton (1994) in its experiments. The computational domain was divided into 60 control volumes in the axial direction and 30 control volumes in the radial direction. A non-uniform grid was employed so that high resolution was obtained around the jets and next to the walls.

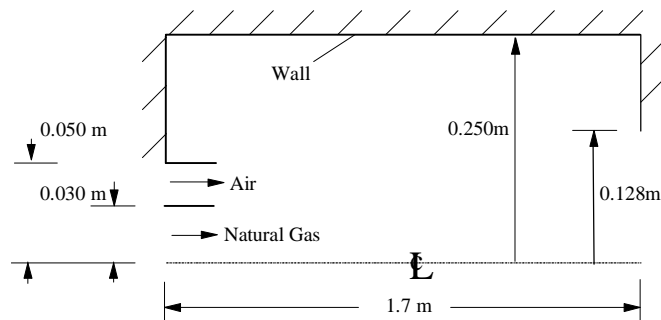


Figure 1. Schematic of the cylindrical furnace.

3.2 Inputs to the Model

The cylindrical combustor, illustrated in Figure 1, may be modeled as axisymmetric, a simplification which was implemented in the burner geometry so that the problem could be treated as two-dimensional.

Natural gas was used as the fuel. Taking into consideration that the major component of the natural gas is methane, it was assumed that the combustion reaction taking place inside the furnace could be represented by the equation for the oxidation of methane. The finite rate combustion was modeled using a global one-step reaction mechanism (reaction (17)), assuming complete conversion of the fuel to CO₂ and H₂O. The chemical reactions model was represented by reaction (17) plus reactions (1), (2) and (3) for the NO formation corresponding to the Zeldovich mechanism.



The parameters used in the reactions calculations are presented in Table 1.

Table 1. Parameters used in the reactions calculations

Const. Rate	Forward Reaction cm ³ molec ⁻¹ sec ⁻¹	Reverse Reaction cm ³ molec ⁻¹ sec ⁻¹
k ₁	1.16 × 10 ⁻¹⁰ exp(-75500/RT)	2.57 × 10 ⁻¹¹
k ₂	2.21 × 10 ⁻¹⁴ T × exp(-7080/RT)	5.3 × 10 ⁻¹⁵ T × exp (-39100/RT)
k ₃	1.876 × 10 ⁻⁶ T ^{-1/2} × exp (-118000/RT)	2.6 × 10 ^{-33a}
k ₁₇	1.667 × 10 ⁻⁹ exp (23900/RT)	-----

^aThird-order reaction, cm⁶ molec⁻² sec⁻¹

The considered flame was a turbulent diffusion flame. A nozzle in the center of the combustor introduced natural gas at 0.0125 kg/s. Ambient air entered the combustor coaxially at 0.186 kg/s. The AF ratio is near stoichiometric (about 5% excess fuel). The Reynolds number based on the natural gas jet diameter was approximately 29000.

The natural gas jet was given an inlet temperature of 313K, a methane mass fraction of 0.9, a nitrogen mass fraction of 0.1, a turbulence intensity and length scale of 10% and 0.03m. The air inlet was given a temperature of 323K, oxygen, nitrogen and vapor mass fractions of 0.23, 0.76 and 0.01 respectively, a turbulence intensity and length scale of 6% and 0.04 m.

The constants used in k-ε model were c₁ = 1.4, c₂ = 1.9 and c_μ = 0.09. The turbulent Prandtl and Schmidt numbers were set at 0.5. In the Magnussen model the constants K₁ was equal to 4.0 and K₂ was equal to 0.5. The density of the gaseous mixture was calculated by using the ideal gas law, according to equation (18) below, where p_{op} is the average operation pressure inside the furnace. It was assumed that p_{op} was equal to one atmosphere.

$$\rho = \frac{p_{op}}{RT \sum_i m_i / M_i} \quad (18)$$

Two cases were simulated for comparison, the only difference between them was in the thermal flux boundary condition.

In Case 1 the thermal flux cross the furnace wall was prescribed according to values determined through measurements of the heat removed by cooling jackets. Table 2 presents the heat flux values on the side walls determined along the combustor for Case 1. On the frontal walls, heat flux values were estimated as 26.1 kW/m² to the wall close to the jets inlets and 78.9 kW/m² to the wall close to the gases exit.

Table 2. Thermal flux prescribed on the furnace wall for Case 1

Section (mm)	Heat Flux (kW/m ²)
0 < x < 380	26.1
380 < x < 680	39.7
680 < x < 980	59.6
980 < x < 1280	88.3
1280 < x < 1400	95.3
1400 < x < 1700	102.2

For Case 2 the furnace outer walls were treated as adiabatic surfaces by imposing a zero heat flux in the setting-up of the boundary conditions for the thermal problem.

The purpose of comparing the results for Cases 1 and 2 was uniquely to identify the influence of the temperature field on the thermal-NO formation model that was being investigated.

4. RESULTS

Case 1:

Figure 2 shows that the peak of the predicted temperature in the flame reaches approximately 1900 K. Comparing these results with the experimental data it is clear that such high temperatures are overestimated. One of the possible reasons for explaining this difference is the fact that the one-step combustion reaction (17) which was employed in the simulation is a very simplified approach for solving the problem. Detailed reaction mechanisms, which include dissociation reactions, are important for more accurate temperature predictions. In a more recent work, it was found that the inclusion of a two-step model for combustion highly improves the quality of the predictions.

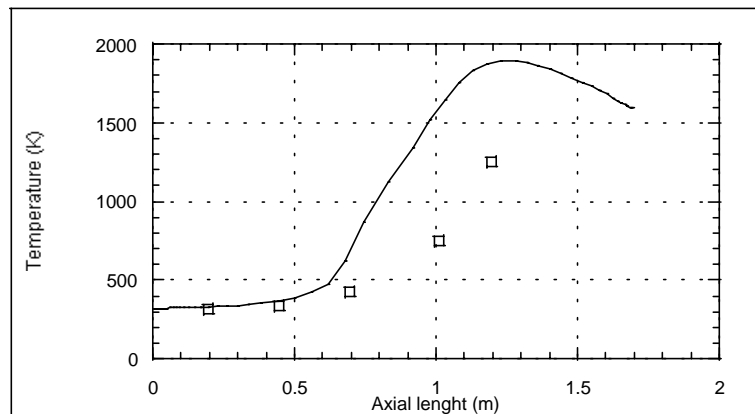


Figure 2. Comparison between predicted (line) and experimental (squares) temperature along the symmetry axis of the furnace.

Figures 3 and 4 show, respectively, the O_2 and CO_2 mole fraction fields in the combustor. It can be seen that the trends for the O_2 mole fraction predictions and the CO_2 formation from the combustion reaction are in reasonable agreement with the experimental trends.

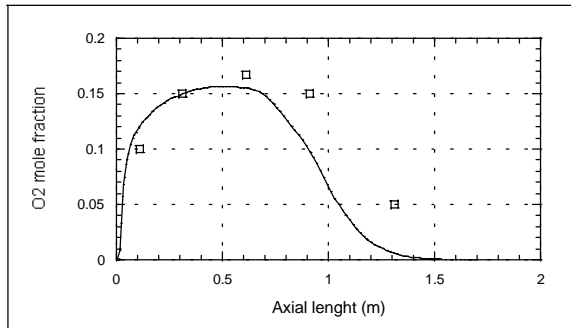


Figure 3. Comparison between predicted (line) and experimental (squares) Oxygen mole fraction along the symmetry axis of the furnace.

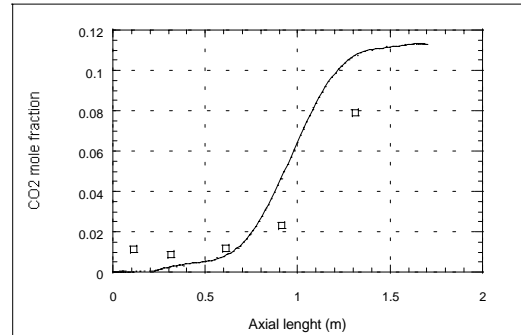


Figure 4. Comparison between predicted (line) and experimental (squares) Carbon Dioxide mole fraction along the symmetry axis of the furnace.

Figure 5 presents the temperature, $[O]$ mole fraction and NO mole fraction fields for Case 1. The peak of $[O]$ mole fraction reaches 63.5 ppb and occurs at the front flame region while the peak of NO mole fraction occurs at exit of the combustor. The maximum value for the predicted NO concentration reaches 0.3 ppb. In Garreton (1994), the maximum experimental value for the measured NO concentration reaches 18 ppm, for the same geometry and conditions simulated in Case 1. Therefore, the concentration levels for the predicted NO were unrealistically small comparing with the experimental data. However, the results are in qualitative accordance with the literature. Seinfeld (1986) indicates that the maximum NO concentration levels occur after the flame region, where the combustion reaction has already reached chemical equilibrium.

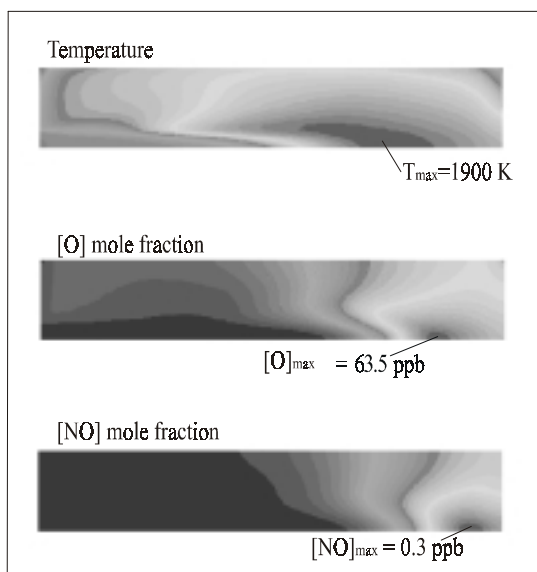


Figure 5. Temperature, $[O]$ mole fraction and $[NO]$ mole fraction fields to Case 1.

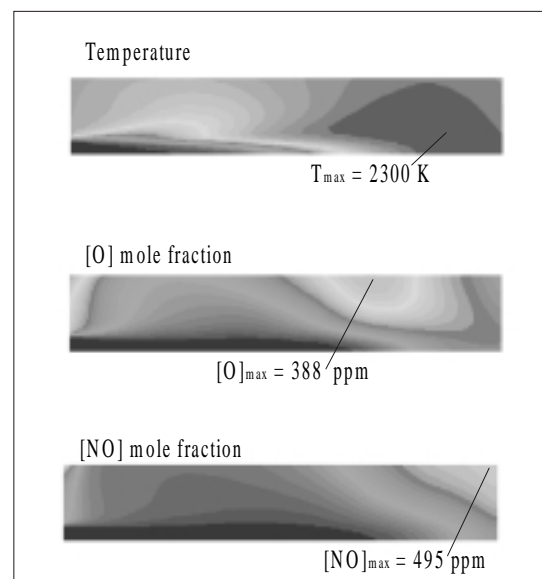


Figure 6. Temperature, $[O]$ mole fraction and $[NO]$ mole fraction fields to Case 2.

Case 2:

Figure 6 above shows the temperature, [O] mole fraction and NO mole fraction fields within the furnace for the adiabatic situation. The peak temperature in the flame reaches approximately 2300 K in the flame front region, a value 400 K above that for Case 1. The [O] mole fraction peak reaches 388 ppm, a number approximately 10^4 times greater than that one found in Case 1. The maximum NO concentration reaches 495 ppm, a value 10^6 times greater than that observed in Case 1. As it was expected, the thermal-NO is extremely dependent on the temperature. For a 400 K variation in the maximum temperature value, it was observed a gain of 10^6 times in the concentrations levels predicted for NO, comparing Case 1 and Case 2.

It was not presented comparison between Case 2 results and experimental data because the purpose of simulating Case 2 was uniquely to verify the influence of the temperature field on the NO formation, by comparisons between Cases 1 and 2.

Another important point is the great variation of the [O] radical concentration predicted in Cases 1 and 2, indicating that the [O] radical formation is also very influenced by temperature. This fact is understood as reaction (4), the oxygen dissociation reaction, presents high activation energy and is strongly dependent of temperature.

5. CONCLUSION

The introduction of a model which prescribes the heat fluxes at the furnace walls impacts significantly in the prediction of the temperature field, when compared with the adiabatic situation.

Comparing Case 1 and Case 2 results, for a 400 K variation in the maximum temperature value, it was observed a gain of 10^4 times for the [O] concentrations levels and a gain of 10^6 times for the concentrations levels predicted for NO. These results indicate a strong influence of the temperature in the concentrations of [O] and NO within the furnace.

Bilger et al. suggest that in turbulent diffusive flames, the impact of the [O] (monatomic oxygen) radical in NO formation rate is very important. Therefore, to the temperatures levels observed in Case 1, the formation of radical [O] exclusively by reaction (4), the oxygen dissociation reaction, seems to be insufficient for representing reality reasonably and a different approach will be necessary. Possible alternatives are: (i) the use of a detailed chemical mechanism, in which a larger number of chemical kinetic equations involving other intermediate species will be considered, and (ii) a simplification in the real kinetic process by adopting equilibrium values for the [O] radical concentration.

As a consequence of the implementations in the present model, the NO formation is underestimated and the thermal-NO mechanism, as adopted, has a poor performance. Another possibility for improvement relies in the fact that the mixture has excess fuel, near to stoichiometric, and the temperatures are low (< 1500 K). Therefore, it would be recommended the implementation of both the extended Zeldovich mechanism and the Prompt-NO mechanism.

Carrying on with this study, other approaches to the prediction of [O] concentration, as well as more sophisticated models for NO formation, are being implemented for further comparisons with the experimental data. In an attempt to improve the temperature field predictions, a combustion mechanism in two steps is being tested with success, allowing for the evaluation of [CO] formation.

6. NOMENCLATURE

A Pre-exponential Factor
C Molar Concentration

E Activation Energy
I Radiation Intensity

M Molecular Weight
 P Modified Total Pressure
 Pr Prandtl Number
 R Reaction Rate or Universal Gas Constant
 Sc Schimidt Number
 T Temperature
 c_{μ} Turbulent Viscosity Coefficient
 g Gravity Acceleration
 h Enthalpy
 k Turbulent Kinetic Energy
 m Mass Fraction
 p Pressure
 v Velocity Vector

Greek Symbols

α Absorption Coefficient
 β Temperature Exponent

ϵ Rate of Dissipation of Turbulent Kinetic Energy or Total emissivity
 γ Concentration Exponent
 η Stoichiometric Coefficient
 μ Absolute Viscosity
 ρ Specific Mass
 σ Stefan Boltzmann Constant

Subscripts

ef Effective Viscosity
 i Species
 j Reactant Species
 k Reaction
 p Product Species
 t Turbulent Viscosity, Prandlt and Schmidt Numbers

7. REFERENCES

- Bilger, R.W., and Beck, R.E., Fifteenth Symposium (Int) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, p 541, 1975.
- Bowman, Craig T. and Miller, James A., 1989, "Mechanism and Modeling of Nitrogen Chemistry in Combustion", Progress in Energy Combustion Science.
- Fluent User's Guide, version 4.3, Fluent Incorporated, New Hampshire, March 1995.
- Garreton, D., Simonin, °, First Workshop on Aerodynamics of Steady State Combustion Chambers and Furnaces: Final Results, October 17-18, 1994, Chatou, France.
- Gomes, Marcos S. P., Nieckele, Angela O., Naccache, Monica F. and Kobayashi, William T., "Numerical Investigation of the Oxygen Enriched Combustion Process in a Cylindrical Furnace", Fourth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, July -1997, Lisboa , Portugal.
- Isnard, A, Gomes, M.S.P., Numerical Investigations on the NO_x Formation in Natural Gas Combustion, 7th Brazillian Congress of Engineering and Thermal Sciences, November 3-6, 1998, Rio de Janeiro, Brasil.
- Konnov, A.A., "NO Formation Rates in Natural Gas Combustion", Fourth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, July -1997, Lisboa , Portugal.
- Magel, H. C., Schnell,U. and Hein, K.R.G., "Modelling of Hydrocarbon and Nitrogen Chemistry in Turbulent Combustor Flows Using Detailed Reactions Mechanisms", 3rd Workshop on Modelling of Chemical Reaction Systems, Heidelberg, 1996.
- Patankar, S.V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Hemisphere Publishing Corporation, New York.
- Seinfeld's, John H., 1986, Atmospheric Chemistry and Physics of Air Pollution, John Wiley & Sons, New York.
- Tomeczek, J. and Gradón,B, "The Rate of Nitric Oxide Formation in Hydrocarbon Flames", Fourth International Conference on Technologies and Combustion for a Clean Environment, July -1997, Lisboa , Portugal.

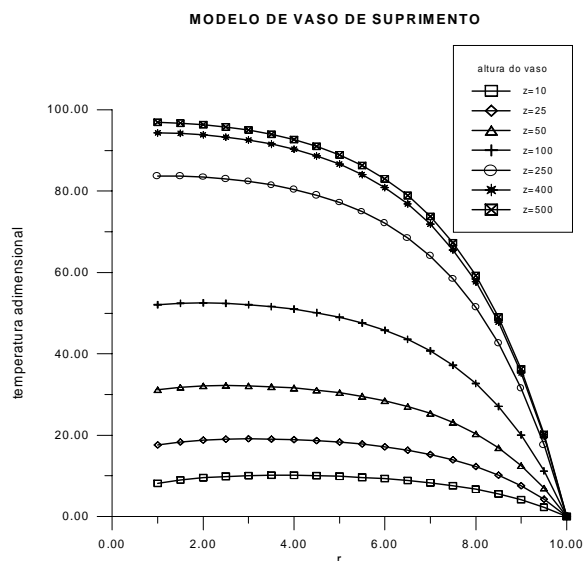


Figura 6. Perfil de temperatura do tecido para diversas alturas do vaso de suprimento (resultado numérico bidimensional).

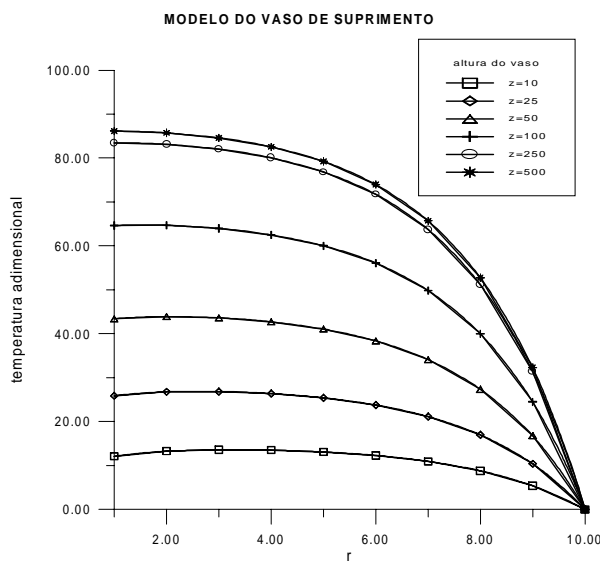


Figura 7. Perfil de temperatura do tecido para diversas alturas do vaso de suprimento (resultado analítico).

5. CONCLUSÕES

Comparações entre o presente trabalho e o de Huang (1994) apresentam a concordância esperada, mas não a igualdade. O próprio autor cita a necessidade de um tratamento bidimensional do problema. O comportamento da temperatura bidimensional é similar ao caso unidimensional, porém os níveis de temperatura são um pouco mais elevados. Este fato é esperado uma vez que há geração de calor em todo o tecido, e a temperatura em nós a uma determinada altura, são influenciadas também pelas temperaturas dos nós axiais vizinhos, fato que não ocorre em uma dimensão.

Apesar de soluções analíticas serem sempre a melhor opção, nem sempre é possível obtê-las em problemas mais complexos. No estudo da biomecânica, as geometrias envolvidas são extremamente irregulares e podem necessitar de ferramentas computacionais mais sofisticadas, como o uso de programas de geração de malhas não-estruturadas. Análises transitórias também são desejáveis. Com este modelo, se está apto a efetuar análises mais detalhadas, inclusive o caso onde a taxa de escoamento do sangue varie. A continuidade natural do presente trabalho é o estudo de processos transitórios, e, posteriormente, a aplicação dos conhecimentos adquiridos até então, na análise de geometrias reais do corpo humano.

BIBLIOGRAFIA

1. Arkin, H., Xu, L.X. & Holmes, K. R.. "Recent developments in modeling heat transfer in blood perfused tissues" *IEEE Transactions of Biomedical Engineering*, vol. 41, no. 2, pp. 97-107, 1994.
2. Delchar, T. A., "Physics in Medical Diagnosis", Chapman & Hall, 1994.
3. Diller, K. R., "Modeling of bioheat transfer processes at high and low temperatures". In: "Advances in Heat Transfer: Bioengineering Heat Transfer" (Y. I. Cho, ed.), vol. 22, pp 157 –357, Academic Press, Inc., 1992.
4. Haberman, J. D., Love, T. J. & Francis, J. E., "Screening a rural population for breast cancer using thermography and physical examinations techniques: methods and results – a preliminary report", *Annals New York Academy of Sciences*, vol. 335, pp. 492-500, 1980.
5. Huang, H. W., Chan, C. L. & Roemer, R. B., "Analytical solutions of Pennes bio-heat transfer equation with a blood vessel", *Journal of Biomechanical Engineering*, vol. 116, pp.208-212, 1994.
6. Kolios, M. C., Sherar, M. D. e Hund, J. W.. "Large blood vessel cooling in heated tissues: a numerical study", *Phys. Med. Biol.*, vol. 40, pp. 447 – 494, 1995.
7. Lawson, W. et alii. "Infrared Thermography in the Detection and Management of Coronary Artery Disease", *The American Journal of Cardiology*, vol. 72, October 15, 1993.

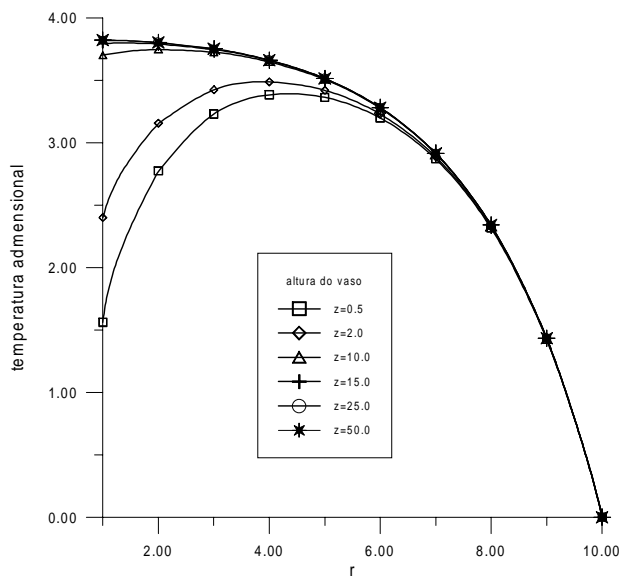


Figura 2. Perfil de temperatura do tecido para diversas alturas do vaso de passagem. (resultado analítico unidimensional)

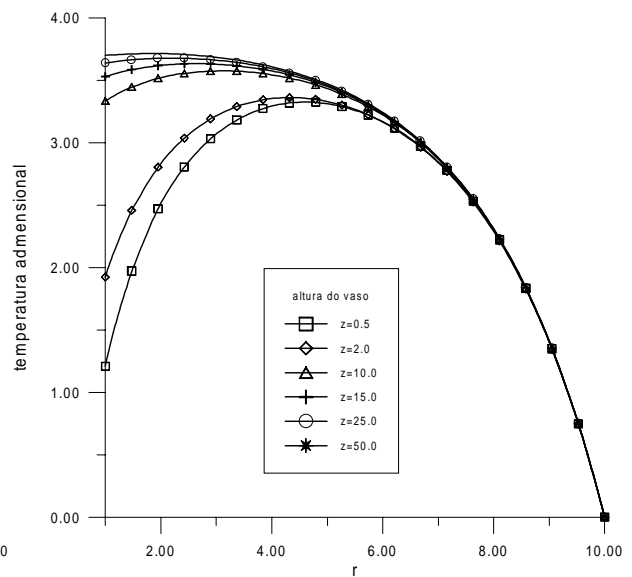


Figura 3. Perfil de temperatura do tecido para diversas alturas do vaso de passagem. (resultado numérico unidimensional)

Finalmente foi efetuada uma comparação entre os resultados obtidos por Huang(1994) para vasos de suprimento e aqueles obtidos pelo programa bidimensional. Pode-se observar, na Eq. 7, que a mesma já inclui a dependência em z , através do fato de que $\theta_a(z) = \theta_b(z)$, e não apenas como uma condição de contorno, como ocorria no caso anterior do vaso de passagem. Este fato justifica a diminuição das diferenças entre os resultados da comparação (Figs. 6 e 7). Ainda assim, o autor considera que a temperatura θ é função apenas da direção radial. A região de equilíbrio é, como se esperava, mais acima no canal ($z \cong 500$).

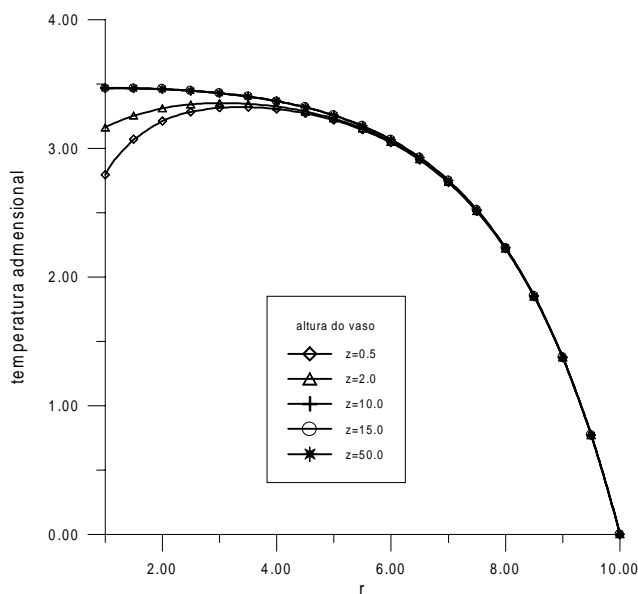


Figura 4. Perfil de temperatura do tecido para diversas alturas do vaso de passagem. (resultado numérico bidimensional)

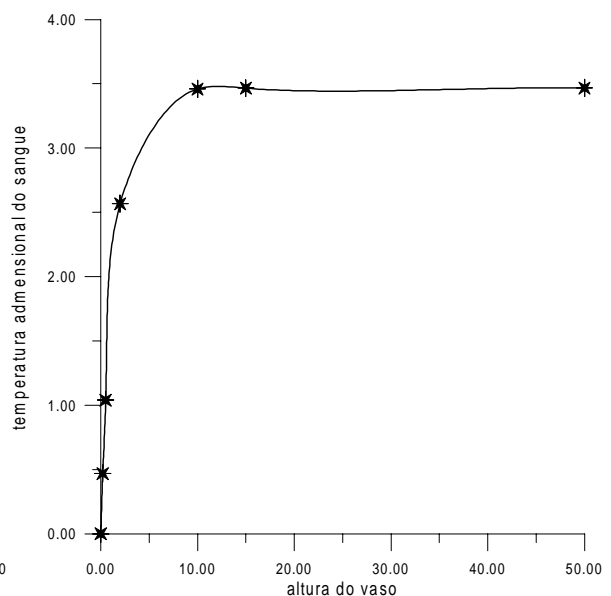


Figura 5. Temperatura do sangue em função da altura do vaso de passagem (resultado numérico bidimensional)

adicionais para o tecido. O mesmo foi considerado isolado, na base e em $z = H$ (altura do vaso).

4. RESULTADOS

Os resultados apresentados foram obtidos com o uso dos seguintes parâmetros físicos e geométricos:

$$\frac{R_2}{R_1} = 10; \quad Nu = 4; (Bi = 2); \quad St = 0,5;$$
$$\frac{2qk}{Qk_b Pe} = 0; \quad \theta_{bi} = 0; \quad \theta_a = 0.$$

O termo acima envolvendo o número de Peclet é considerado nulo porque é menor que 0,01, devido ao fato que este número, para grandes vasos, é maior do que 100. θ_{bi} é a temperatura adimensional do sangue na entrada do vaso.

As propriedades termofísicas para o sangue e o tecido foram consideradas as mesmas, e dadas por:

$$k = 0,5 \text{ W/m K}; \quad \rho = 1060 \text{ kg/m}^3;$$
$$W = 10 \text{ kg/m}^3\text{s}; \quad c_p = 3900 \text{ J/kg K}.$$

Os primeiros resultados aqui apresentados referem-se apenas a vasos de passagem. O gráfico abaixo (Fig. 2) mostra o resultado analítico de Huang (1994), para um vaso de passagem, no tratamento unidimensional. O mesmo foi reproduzido utilizando-se as funções de Bessel, num programa desenvolvido em FORTRAN77, com a biblioteca intrínseca do compilador.

Através da discretização das equações diferenciais unidimensionais para o vaso de passagem (em z) e tecido (em r), foram obtidos os perfis apresentados na Fig.3, que mostram um comportamento muito semelhante aos da Fig.2, como esperado. Para isto foram tomados canais de diferentes alturas ($z=0,5$ até 50). As diferenças obtidas para pequenos valores de r , foram devidas à metodologia adotada no acoplamento entre as duas equações unidimensionais (sangue e tecido) durante a discretização. Para o caso de vasos de passagem, Huang (1994) observou que o vaso remove calor do tecido (Fig. 2). Entretanto, mais adiante no escoamento, na região do equilíbrio ($z \geq 15$) não há mais remoção de energia pelo vaso. O fato se repete na Fig. 3. Segundo o autor, esta pequena capacidade de remoção de calor pode ser aumentada pelo aumento ao fluxo sanguíneo ou pelo uso de um vaso de maior diâmetro. Porém as modificações sugeridas pelo mesmo, só podem ser efetuadas no simulador.

A simplificação feita por Huang leva a uma solução analítica, mas não considera o caso real, onde a temperatura adimensional θ na verdade, é função das variáveis r e z . Usando o método dos volumes finitos em duas dimensões, obtiveram-se as temperaturas do tecido, que se encontram na Fig.4. A forma das curvas permanece, mas foi tomado um canal de altura $z = 50$ e impressos resultados para alturas intermediárias. Observa-se pela Fig.5 que a temperatura do sangue sobe bastante na entrada do canal e depois permanece praticamente constante, o que reforça a superposição das últimas curvas da Fig.4. Portanto, um vaso, independente do seu comprimento, apresenta uma capacidade finita de remoção de calor, fato que é bastante importante quando se trata de prever a intensidade das fontes de calor usadas em processos de hipertermia. Estes resultados mostram a importância de se tratar o problema bidimensionalmente. No caso simplificado de Huang a retirada de calor por parte do sangue é bem mais acentuada, na entrada do canal.

$$\theta_w(z) = \frac{Bi}{Bi - P_f C_3} \theta_b(z) + \frac{P_f C_4}{Bi - P_f C_3} \theta_a + \frac{C_4}{P_f (Bi - P_f C_3)} \quad (14)$$

onde:

$$C_1(r) = \frac{I_o(P_f R_2 / R_1) K_o(P_f r) - K_o(P_f R_2 / R_1) I_o(P_f r)}{K_o(P_f) I_o(P_f R_2 / R_1) - K_o(P_f R_2 / R_1) I_o(P_f)} \quad (15)$$

$$C_2(r) = 1 + \frac{[I_o(P_f) - I_o(P_f R_2 / R_1)] K_o(P_f r) - [K_o(P_f) - K_o(P_f R_2 / R_1)] I_o(P_f r)}{K_o(P_f) I_o(P_f R_2 / R_1) - K_o(P_f R_2 / R_1) I_o(P_f)} \quad (16)$$

$$C_3 = -\frac{I_o(P_f R_2 / R_1) K_1(P_f) + K_o(P_f R_2 / R_1) I_1(P_f)}{I_o(P_f R_2 / R_1) K_o(P_f) + K_o(P_f R_2 / R_1) I_o(P_f)} \quad (17)$$

$$C_4 = -\frac{[I_o(P_f) - I_o(P_f R_2 / R_1)] K_1(P_f) + [K_o(P_f) - K_o(P_f R_2 / R_1)] I_1(P_f)}{I_o(P_f R_2 / R_1) K_o(P_f) + K_o(P_f R_2 / R_1) I_o(P_f)} \quad (18)$$

Nestas equações, I_o e K_o são as funções de Bessel modificadas, de 1ª e 2ª espécie, de ordem zero; e I_1 e K_1 , as de ordem um.

Observa-se que a dependência axial de θ , é forçada apenas pelo fato de a temperatura da parede depender da temperatura do sangue. Não se trata portanto de solução de um problema bidimensional.

A solução analítica da Eq. (9), que foi obtida por Huang (1994) para o caso onde a temperatura arterial, θ_a , é igual a $\theta_b(z)$ é dada por:

$$\theta(r, z) = C_1(r) \theta_w(z) + C_2(r) \left(\theta_b(z) + \frac{1}{P_f^2} \right) \quad (19)$$

sendo $\theta_w(z)$, a temperatura da parede, dada por:

$$\theta_w(z) = \frac{Bi + P_f C_4}{Bi - P_f C_3} \theta_b(z) + \frac{C_4}{P_f (Bi - P_f C_3)} \quad (20)$$

onde:

$$C_1(r) = \frac{I_o(P_f R_2 / R_1) K_o(P_f r) - [K_o(P_f) - K_o(P_f R_2 / R_1)] I_o(P_f r)}{I_o(P_f R_2 / R_1) K_o(P_f) - K_o(P_f R_2 / R_1) I_o(P_f)} \quad (21)$$

e as constantes $C_2(r)$, C_3 e C_4 permanecem as mesmas do caso anterior.

Para proceder análise numérica bidimensional do problema foi usado o método numérico dos volumes finitos e o programa computacional foi desenvolvido na linguagem FORTRAN90. As condições de contorno tomadas foram análogas às de Huang et al.(1994), para permitir posteriores comparações. Apenas foram tomadas condições de contorno

P_f = coeficiente adimensional de perfusão;
 θ_a = temperatura adimensional da artéria.

A Equação (4) é equivalente a:

$$\frac{d\theta_b}{dz} = 2St(\theta_w - \theta_b) + \frac{q}{Q} \frac{k_t}{k_b} \frac{2}{Pe} \quad (9)$$

onde:

$$St = \frac{h}{\rho c_b V} = \frac{Nu}{Pe}, \quad Nu = \frac{hD}{k_b}, \quad Pe = \frac{2\rho c_b V R_1}{k_b}. \quad (10)$$

Nestas equações:

k_b = condutividade térmica do sangue;

V = velocidade média do sangue.

θ_w = temperatura adimensional da parede;

θ_b = temperatura adimensional do sangue.

Finalmente, a equação de acoplamento se transforma em:

$$\frac{d\theta}{dr} = Bi(\theta_w - \theta_b), \quad (11)$$

sendo Bi o número de Biot.

No presente trabalho, a equação da biotransferência de calor para o tecido em duas dimensões, será solucionada no regime estacionário:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \theta}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} - P_f^2 (\theta - \theta_a(z)) + 1 = 0 \quad (12)$$

E para o sangue, foi considerada a Eq. (9).

3. METODOLOGIA

Grandes vasos sangüíneos podem ser vasos que tenham geração interna de calor – vasos abastecedores ou de suprimento (*supplying vessels*), ou que simplesmente atravessem o tecido – vasos de passagem (*traversing vessels*). Neste último caso, o vaso simplesmente atravessa o tecido perfusionado, mas não supre calor adicional para o mesmo. E, ainda, a temperatura do sangue arterial adimensional é considerada constante. Esta é a situação abordada na primeira parte do trabalho aqui apresentado.

A solução analítica da Eq. (7), que foi obtida por Huang (1994) para o caso onde a temperatura arterial (θ_a) é considerada constante é dada por:

$$\theta(r, z) = C_1(r) \theta_w(z) + C_2(r) \left(\theta_a + \frac{I}{P_f^2} \right) \quad (13)$$

sendo $\theta_w(z)$, a temperatura da parede, dada por:

No modelo apresentado por Huang (1994), a Eq. (1) no tecido foi solucionada analiticamente na direção radial, em regime permanente:

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{dT}{dR} \right) + \frac{Q_p}{k_t} + \frac{Q}{k_t} = 0, \quad (3)$$

onde:

R = variável radial dimensional.

No sangue, a transferência de calor foi considerada unidimensional:

$$Gc_b \frac{dT_b}{dZ} = h(T_w - T_b)p / A + q, \quad (4)$$

onde:

G = fluxo de massa;

T_b = temperatura do sangue;

T_w = temperatura da parede do vaso;

p = perímetro do vaso;

h = coeficiente de transferência de calor parede-sangue;

A = área da seção reta do vaso;

q = taxa volumétrica de geração de calor no sangue;

Z = variável axial dimensional (altura do vaso).

A condição que acopla as duas equações é a transferência de calor por convecção entre a parede do vaso e do sangue:

$$-k \frac{dT}{dR} \Big|_{R=R_1} = h(T_w - T_b) \quad (5)$$

onde:

T_o = temperatura de referência.

Considerando os parâmetros adimensionais abaixo:

$$\theta = \frac{T - T_0}{QR_1^2 / k_t}; \quad r = \frac{R}{R_1}; \quad z = \frac{Z}{R_1}, \quad (6)$$

a Equação (3) se torna:

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{d\theta}{dr} \right) - P_f^2 [\theta - \theta_a(z)] + 1 = 0, \quad (7)$$

sendo

$$P_f = R_1 \sqrt{\frac{Wc_b}{k_t}}. \quad (8)$$

Nesta equação,

terapêutico em si, ou uma decorrência (aquecimento) de outro processo, tal como ablação ou cirurgia envolvendo laser. É essencial para os usuários do equipamento, saber prever, medir e interpretar corretamente as respostas térmicas e vasculares ao aquecimento. Grandes vasos podem produzir gradientes elevados de temperatura em tecidos aquecidos levando a temperatura inadequadas durante a hipertermia (Kolios et al., 1995), (Huang, 1994).

2. MODELO

O modelo considerado apresenta simetria angular, e encontra-se representado na figura abaixo. Supõe-se que o tecido que circunda o vaso é uniformemente aquecido e perfusionado.

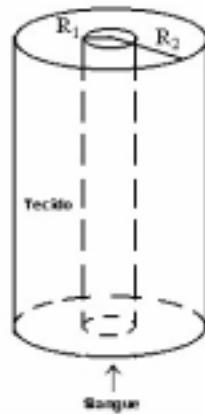


Figura 1. Modelo cilíndrico do tecido e do vaso sanguíneo.

A equação da biotransferência de calor pode ser escrita como:

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = k_t \nabla^2 T + Q_p + Q \quad (1)$$

onde:

- k_t = condutividade térmica do tecido;
- ρ = densidade do tecido;
- c_p = calor específico do tecido;
- T = temperatura;
- t = tempo;
- Q = taxa volumétrica de geração de calor no tecido.

A fonte de calor Q_p , devido à perfusão é dada por:

$$Q_p = \omega \rho_b c_b (T_a - T_v), \quad (2)$$

onde:

- ω = taxa volumétrica de perfusão sanguínea;
- ρ_b = densidade do sangue;
- c_b = calor específico do sangue;
- T_a = temperatura do sangue arterial entrando no tecido;
- T_v = temperatura do sangue venoso deixando o tecido.

UTILIZAÇÃO DA EQUAÇÃO DA BIOTRANSFERÊNCIA DE CALOR NA SIMULAÇÃO DE TECIDO PERFUSIONADO

Rita de Cássia Fernandes de Lima

Flávio Aureliano da Costa

Carla Simone Cardoso Guimarães

Departamento de Engenharia Mecânica – CTG - Universidade Federal de Pernambuco.

R. Acadêmico Hélio Ramos, s/n- Cidade Universitária - CEP 50740-510 – Recife – PE.

E-mail: ritalima@npd.ufpe.br

Resumo

O presente trabalho analisa o campo de temperaturas em tecido perfusionado, na presença de um vaso sangüíneo. A temperatura do sangue neste vaso também é calculada. O problema é resolvido numericamente em duas dimensões, considerando-se tanto vasos de suprimento (*supplying vessels*) como vasos de passagem (*traversing vessels*). São efetuadas comparações com a solução analítica de Huang, no qual tanto o sangue quanto o tecido são tratados unidimensionalmente, o que limita sua aplicabilidade. Procedimentos médicos que utilizem hipertermia necessitam de conhecimento preciso sobre este campo de temperaturas. A hipertermia pode ser o próprio processo terapêutico ou uma decorrência de outro processo, tal como ablação ou cirurgia envolvendo laser.

Palavras-chave: transferência de calor, biomecânica, tecido perfusionado.

1. INTRODUÇÃO

A crescente utilização das ferramentas numéricas e computacionais usadas nas engenharias, especialmente mecânica e eletrônica, na solução de problemas na medicina, motivou a realização de um levantamento, no qual foram identificados pelo menos três tópicos onde tais ferramentas, usadas na transferência de calor, podem ser aplicadas: teletermografia (Haberman, 1980), (Lawson, 1993), (Delchar, 1994), hipertermia (Arkin et al., 1994) e transferência de calor em cirurgias oculares usando laser (Diller, 1992). Nessas áreas pode-se analisar e orientar procedimentos médicos para que os mesmos atinjam seus objetivos de forma mais científica. A chamada “*Bioheat Transfer Equation*” (BHTE) é uma equação de condução de calor, com um termo específico de geração de calor devida à perfusão sangüínea. O presente trabalho analisa o campo de temperaturas em tecido perfusionado, na presença de um vaso sangüíneo. A temperatura do sangue neste vaso também é calculada. Inicialmente, o tecido é analisado de forma unidimensional em coordenadas cilíndricas, e o sangue, de forma axial. Foram efetuadas comparações com os resultados analíticos obtidos por Huang et al. (1994), onde foi dado um tratamento unidimensional, tanto ao tecido (direção radial) quanto ao vaso (direção axial), a fim de possibilitar a obtenção de uma solução analítica. O procedimento se torna inviável à medida que cresce a complexidade dos fenômenos analisados, tornando necessário o uso de métodos numéricos diversos. Até mesmo a análise desta primeira fase fica comprometida pela simplificação feita por Huang et al. (1994), como será visto mais adiante. Em seguida, o problema foi tratado de forma numérica, bidimensionalmente. A hipertermia tem uma ampla faixa de aplicações. Pode ser o processo

FAILURE ASSESSMENT OF A PIPE WITH A CIRCUMFERENTIAL CRACK IN BENDING

Julio Ricardo Barreto Cruz

CNEN/CDTN, Caixa Postal 941, 30123-970, Belo Horizonte, MG, Brasil. jrbc@urano.cdtm.br

John D. Landes

University of Tennessee, MAES Department, Knoxville, TN, USA. John-Landes@utk.edu

Abstract

A ductile fracture methodology (DFM) has been developed which can take the load *versus* displacement record from a laboratory test specimen containing a crack-like defect and predict the same for a structural component containing a defect. This paper presents some recent developments incorporated to the DFM framework in order to simplify the predicting procedure. The methodology is then applied to predict the structural behavior of a circumferentially through cracked pipe in four point bend loading. The pipe behavior is obtained in terms of a load *versus* displacement curve and shows a good agreement with laboratory tests results from the literature.

Keywords: Fracture mechanics, Structural integrity, Failure assessment, Cracked pipe

1. INTRODUCTION

Among the different assessment tools used for the assessment of cracked components fabricated with ductile materials and subjected to loadings that can produce a significant plasticity is the so-called Ductile Fracture Method (DFM) proposed by Landes *et al.* (1993). With the DFM, the behavior of a cracked component can be predicted directly from the load *versus* displacement record of a laboratory fracture toughness test. The method uses the concept of separable deformation and fracture behaviors to divide the test result into a deformation curve and a J-R fracture toughness curve. These two behaviors refer to the test specimen geometry, but can be related to the structural component of interest by means of a transfer process that provides the deformation and J-R curves for the geometry of the component. With these curves, the load *versus* displacement behavior of the structural component can then be predicted.

This paper describes some recent developments incorporated to the DFM methodology which allows one to use the same deformation curve obtained from the test specimen geometry to predict the behavior of a structural component with no need of a geometry transfer procedure. In fact, the geometry transformation is implicitly considered in the new formulation. The example of a pipe with a circumferential crack in bending is used to illustrate the new formulation appended to the DFM framework. The structural behavior of the cracked pipe is predicted in terms of a load *versus* displacement curve. A comparison with laboratory test results obtained from the literature demonstrates the effectiveness of the predicting procedure. The determination of the parameters that characterize the cracked pipe geometry in the formulation proposed is presented in detail. The same steps can then be applied to find the corresponding parameters for other geometries.

2. THE COMMON FORMAT EQUATION APPROACH

The first proposal of the DFM used a graphical procedure to make the transfer in deformation curves from the specimen to the structural component model. Since that time, additional work has been done on the determination of the deformation behavior for the structural component.

Donoso & Landes (1994) proposed a common format equation (CFE) to represent the behavior of different cracked configurations. Their study was based on the EPRI-GE Handbook solutions (Kumar *et al.*, 1981) for five different test specimen configurations, namely, CT, CCT, SENB, SENT and DENT. According to the CFE approach, the behavior of each fracture test configuration can be expressed as the product of three terms which describe the load, P , as a function of both plastic displacement, v_{pl} , and uncracked ligament, b

$$P = (\Omega / \kappa) \cdot G(b / W) \cdot H(v_{pl} / W) \quad (1)$$

The first term reflects the type of thickness constraint, Ω/κ , to which the test specimen is subjected. The second term is a crack-geometry dependent function, G , which considers the effects due to differences in planar geometry and mode of loading. And the third term is a material-dependent hardening function, H , which represents the deformation behavior of the specimen. In the CFE, the function G is generalized for all two-dimensional configurations as a power law of the normalized ligament, b/W , and has the following form

$$G = B \cdot W \cdot \zeta \cdot (b/W)^m \quad (2)$$

where B is the specimen thickness, W is the specimen width, ζ is a constant term, and m equals the plastic η -factor (η_{pl}). Thus, each different test specimen geometry, for any given material, will be characterized by the parameters ζ and m of Eq. 2.

According to the CFE concept, the relation between normalized load and normalized plastic displacement (the H function)

$$P_N = \frac{P}{(\Omega / \kappa)G(b/W)} = H(v_N) \quad (3)$$

is unique, regardless of the geometry of the cracked specimen (in Eq. 3, $v_N = v_{pl}/W$). In other words, the G function characterizes each particular geometry and H depends only on the material properties. Since H is unique, the behavior of a certain cracked configuration (e.g., a structure) could be predicted from the behavior of another cracked configuration made from the same material (e.g., a laboratory test specimen) if their G functions and thickness constraints (Ω/κ) are known.

The uniqueness of the H function was investigated by Cruz & Landes (1997). The load *versus* displacement test records of different A533 steel specimen geometries were selected. All the specimens had the same thickness, 2.5 mm, and exhibited plane stress constraint. Thus, all of them had the same constraint factor, Ω/κ . Equation 3 was then applied to obtain the P_N *versus* v_N curve for each geometry. The P_N *versus* v_N curves should be very close, since H was supposed to be unique. But, contrary to expectation, these curves were different for each specimen geometry.

Cruz & Landes (1997) then reviewed the equations which originated the CFE and proposed a common format equation with a displacement-based normalization parameter. In this case, the plastic displacement is normalized with $(v_{el})_o$, instead of W . $(v_{el})_o$ is the elastic

displacement at $P = P_o$, the limit load for the configuration being considered. Taking the same set of experimental data, the procedure used to build the P_N versus v_N curves was repeated, now normalizing v_{pl} with $(v_{el})_o$. The resulting P_N versus v_N curves were much closer to a unique representation, which means that the H function tends to be the same for all configurations and, therefore, depends only on the material hardening properties. With the new normalization parameter, the CFE becomes

$$P = (\Omega / \kappa) \cdot G(b/W) \cdot H(v_{pl} / v_{el,o}) \quad (4)$$

3. APPLYING THE DFM BASED ON THE CFE PARAMETERS

To apply the load versus displacement prediction scheme, the G functions for the geometries of the test specimen and the structural component must be known. The H function, which is assumed to be unique, is obtained from the test specimen load versus displacement record, as will be shown ahead.

3.1 Determination of the G function

The G function is generally known for common geometries, but it can be obtained for a new cracked configuration from a set of load versus displacement curves, each one corresponding to a different stationary crack length. (Fig. 1a). From Eq. 1 (or Eq. 4), a separation parameter, S_{ij} , defined as the ratio $P(a_i)/P(a_j)$, will not be a function of the plastic displacement. This is represented in Fig. 1b, where one of the curves of Fig. 1a was taken as reference. S_{ij} can be written as

$$S_{ij} = \frac{P(a_i)}{P(a_j)} \Big|_{v_{pl}} = \frac{(\Omega / \kappa) \cdot G(a_i / W) \cdot H(v_{pl} / W)}{(\Omega / \kappa) \cdot G(a_j / W) \cdot H(v_{pl} / W)} \Big|_{v_{pl}} = \frac{G(a_i / W)}{G(a_j / W)} \Big|_{v_{pl}} = \text{constant} \quad (5)$$

S_{ij} is constant for practically the whole range of plastic displacement. The fitting curve for the points S_{ij} versus a/W (or b/W , where b is the ligament), Fig. 1c, provides the functional form of G , since

$$G(a_i / W) = G(a_j / W) \cdot S_{ij}(a_i / W) \quad (6)$$

where $G(a_j/W)$ is a constant corresponding to the value of a_j/W taken as reference. Thus the exponent m in Eq. 2 can be obtained from the slope of the linear regression line through the points $(b/W, S_{ij})$ in a logarithmic scale.

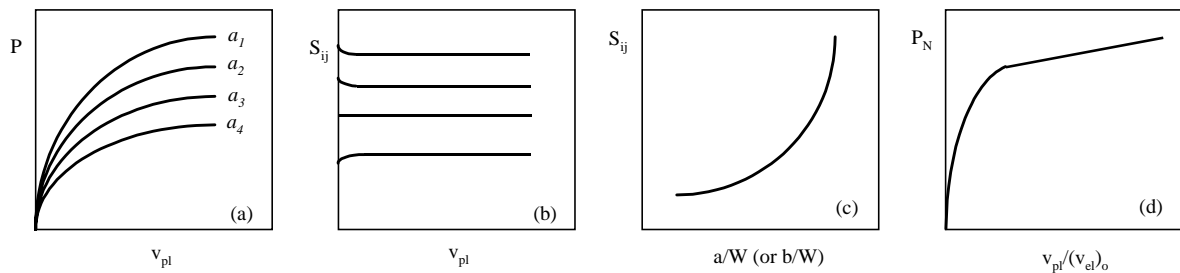


Figure 1. Scheme to obtain the G function

A correct representation for the G function is supposed to collapse the curves of Fig. 1a into a single one when the normalized load (Eq. 3) is calculated, Fig. 1d. This curve is the H function. Since in the CFE the H function is assumed to be unique, the parameter ζ of the Eq. 2 can be determined by imposing the following condition: the normalized load *versus* normalized plastic displacement curve for the new geometry, for a given constraint, should match that of any of the fracture specimens for the same material and the same constraint. This will be illustrated later on, when the pipe example is presented.

3.2 Determination of the H function

Knowing the G function for test specimen geometry, the H function is obtained from the specimen load *versus* displacement record by a procedure called normalization (Landes *et al.*, 1991), which also allows one to obtain the J-R curve of the material. A functional form has to be assumed for H . A format that has proven to successfully and accurately describe the normalized load *versus* normalized displacement behavior for most metals is the LMN function (Orange, 1990), which is represented by the following expression

$$H(v_N) = \frac{L + M v_N}{N + v_N} v_N \quad (7)$$

where L, M and N are constants.

3.3 Load *versus* displacement predicting procedure

The procedure to predict the P *versus* v behavior for a structure from the P *versus* v record for a fracture toughness specimen is described in the following steps:

- (a) The limit load and compliance for $a=a_o$ are calculated for both the specimen and the structure;
- (b) $(v_{el})_o$ is calculated for the specimen and the structure using the compliance and limit load solutions from the previous step;
- (c) The method of normalization (Landes *et al.*, 1991) is applied to the specimen P - v record to obtain the J-R curve and the deformation function $H(v_N)$;
- (d) The following iterative process is then applied:
 - d.1- Start with $a=a_o$ and with a small value for $v_N = v_{pl}/(v_{el})_o$;
 - d.2- Calculate P and J_{app} ;
 - d.3- Iterate, adjusting a , until J_{app} matches J_{mat} from the J-R curve equation;
 - d.4- Calculate the total displacement, v ;
 - d.5- Increment v_{pl} and repeat calculations;
 - d.6- Continue until P - v range is completed.

The computation of J_{pl} is done in the following way:

$$J_{pl} = \frac{\eta_{pl}}{Bb} \int_0^{v_{pl}} P dv_{pl} = \frac{\eta_{pl} v_{el_o}}{Bb} \int_0^{v_{pl}/v_{el_o}} P d \left(\frac{v_{pl}}{v_{el_o}} \right) = \frac{\eta_{pl} v_{el_o}}{Bb} \left[\frac{(\Omega/\kappa)_{structure}}{(\Omega/\kappa)_{specimen}} \right] G \int_0^{v_N} H(v_N) dv_N \quad (8)$$

The integral of $H(v_N)dv_N$ for H represented as an LMN function (Eq. 7) is:

$$\int_0^{v_N} H(v_N) dv_N = \frac{v_N}{a_1} - \frac{b_1}{a_1^2} \ln(a_1 v_N + b_1) + \frac{(a_2 v_N + b_2)^2}{2a_2^3} - \frac{2b_2(a_2 v_N + b_2)}{a_2^3} + \frac{b_2^2}{a_2^3} \ln(a_2 v_N + b_2) \quad (9)$$

where $a_1=1/L$, $b_1=N/L$, $a_2=1/M$, and $b_2=N/M$.

4. CIRCUMFERENTIALLY THROUGH CRACKED PIPE IN BENDING

The example of a cracked pipe in bending, taken from the literature (Pan *et al.*, 1984), was used to test the predicting procedure. The pipe contains a circumferential through crack and is loaded in four-point bending (Fig. 2). It is fabricated from a 304 stainless steel. Two cases with different initial crack lengths were analyzed. The geometry properties relative to these two cases are shown in Table 1.

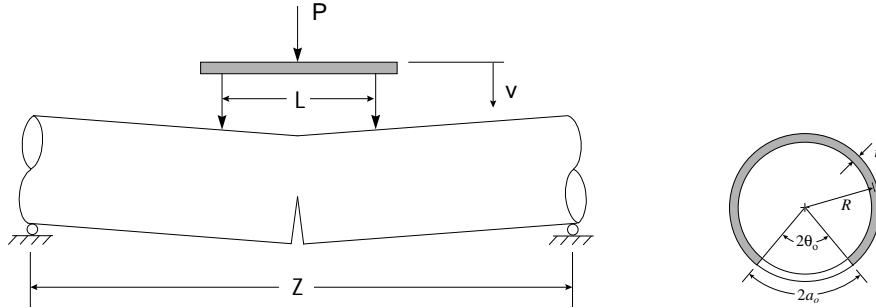


Figure 2. Circumferentially through cracked pipe in four-point bending

Table 1. Geometry properties of the 304 SS pipes

Case	Internal diameter, mm	t, mm	$2a_0$, mm	Z, mm	L, mm
PIPE-1	101.6	8.9	133.1	1520	410
PIPE-2	101.6	8.9	76.1	1520	410

The input for prediction was developed from a compact specimen fracture toughness test. Since the load *versus* displacement record for this was not given by Pan *et al.* (1984), a 304 stainless steel fracture toughness test record was used from a specimen of very similar properties for which a load *versus* displacement curve was available (Landes & McCabe, 1986). Based on this curve and applying the normalization method (Landes *et al.*, 1991), the *H* function and J-R curve for the CT specimen were obtained.

To apply the predicting procedure, the *G* function of the pipe must be known. To keep the *G* representation given by Eq. 2, the pipe was considered to be equivalent to a single edge four-point bending two-dimensional geometry with an effective crack length, a_{eff} , width, W , equal to the pipe diameter, and thickness, B , equal to 2 times the pipe thickness, t , as illustrated in Figure 3.

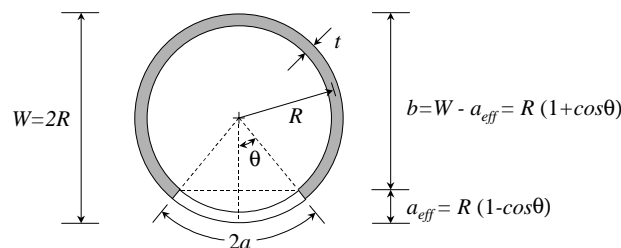


Figure 3. Scheme for pipe equivalence to a two-dimensional geometry

In the CFE, there exist the following relationship between the limit load and the G function for all configurations studied (Donoso & Landes, 1994)

$$P_o = (\Omega/\kappa)G\sigma_o \quad (10)$$

Since G and P_o are related by a constant factor, the exponent m in Eq. 2 can be obtained from the P_o versus b/W behavior following the procedure described in Section 3. The limit load expression for the pipe, taken from (Zahoor & Kanninen, 1981), is

$$P_o = \frac{16\sigma_o R^2 t}{Z-L} F(\theta) \quad (11)$$

where $F(\theta) = \cos(\theta/2) - 0.5\sin\theta$. Therefore, m can be obtained from the slope of the linear regression line through the points $\ln(b/W)$, $\ln(S_{ij})$ shown in Table 2 and depicted in Fig. 4. The m value found for the pipe (1.99) is in accordance to what was expected since it should be close to 2, the m value for the SENB geometry (Donoso & Landes, 1994), which has a very similar loading mode.

Table 2. Limit load of the pipe for different crack lengths

θ (graus)	$F(\theta)$	P_o (kN)	S_{ij}	$\ln(S_{ij})$	b/W	$\ln(b/W)$
40	0.6183	107.4728	1.4279	0.3562	0.8830	-0.1244
45	0.5703	99.1342	1.3171	0.2754	0.8536	-0.1583
50	0.5233	90.9576	1.2085	0.1894	0.8214	-0.1968
55	0.4774	82.9878	1.1026	0.0977	0.7868	-0.2398
60	0.4330	75.2664	1.0000	0.0000	0.7500	-0.2877
65	0.3902	67.8312	0.9012	-0.1040	0.7113	-0.3406
70	0.3493	60.7164	0.8067	-0.2148	0.6710	-0.3990
75	0.3104	53.9521	0.7168	-0.3329	0.6294	-0.4630
80	0.2736	47.5643	0.6319	-0.4590	0.5868	-0.5330

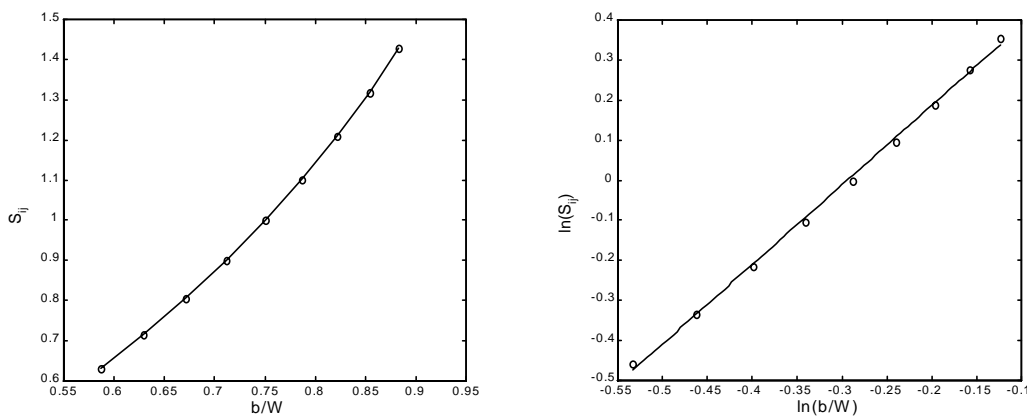


Figure 4. Determination of the exponent m of the G function of the pipe

To find the parameter ζ of the G function, a graphical procedure was used in which the value of ζ was adjusted until the P_N versus v_N curve of the pipe matched the P_N versus v_N for the CT specimen, that is, demanding the uniqueness of the H function. This is illustrated in Fig. 5, where it can be seen that ζ around 0.67 seems to be appropriate.

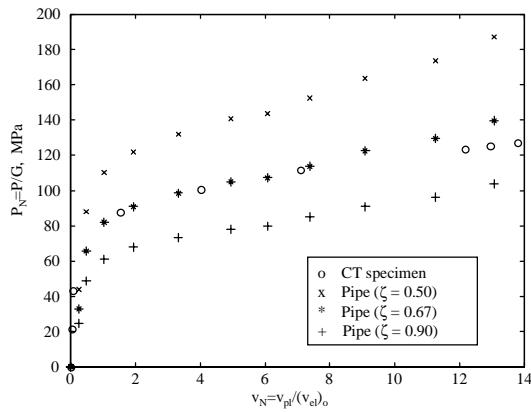


Figure 5. Graphical procedure to obtain ζ

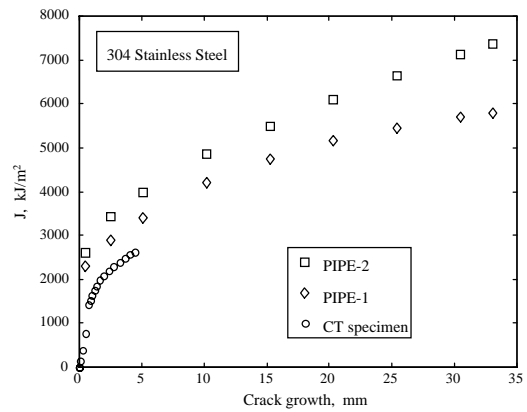


Figure 6. Pipes and CT specimen J-R curves

Once defined all the necessary parameters, the prediction procedure was applied to obtain the P versus v curves for the two cases, PIPE-1 and PIPE-2. For each case, two predictions were done, one considering the J-R curve obtained from the CT test record and the other based on the J-R curve of the specific pipe configuration being analyzed. The J-R curves for the pipes were obtained from (Pan *et al.*, 1984). Figure 6 shows a comparison between the J-R curves for the pipes and that for the CT specimen. The predicted load versus displacement curves for the two cases are presented in Figs. 7 and 8, respectively. The results show that the maximum load can be reasonably well predicted even considering the J-R curve from the CT specimen. However, using the J-R curve of the own pipes, the predictions are more accurate not only for the maximum load, but also for the behavior beyond the maximum load.

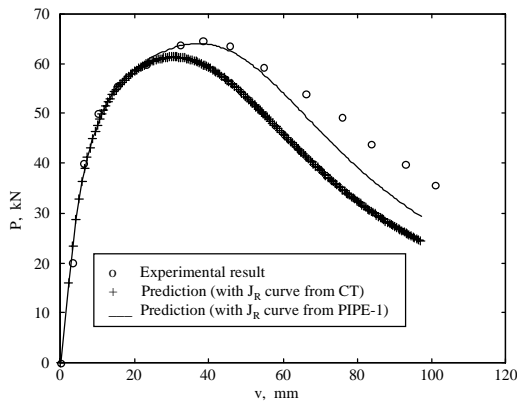


Figure 7. P versus v prediction for PIPE-1

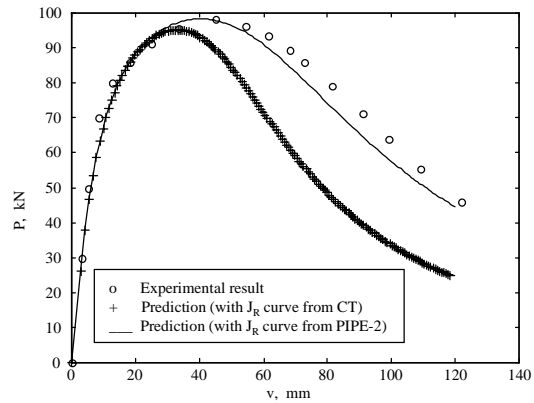


Figure 8. P versus v prediction for PIPE-2

5. FINAL REMARKS

The paper presented an analytical procedure for predicting the load versus displacement behavior of a structural component from the load versus displacement record of a laboratory fracture toughness test. The procedure is based on the fundamentals of a ductile fracture methodology (DFM) in which the fracture and deformation behaviors of the test specimen are first separated, transferred to the structural component geometry and then combined to find the complete load versus displacement behavior of the component. But, using a common format principle with a displacement based normalizing parameter, it was shown that the

deformation function can be considered the same for both the specimen and the structure. This eliminates the transfer process for this function and, therefore, simplifies the predicting procedure.

On the other hand, it is known that fracture behavior, given in terms of a J-R curve, has a strong geometry dependence and there is still not available a reliable way to make the correlation between the J-R curve of a test specimen and the J-R curve of a structural component. For the cracked pipe example presented here, the predictions were done using J-R curves from the test specimen and from the specific pipe configurations. The results show clearly the influence of J-R curve geometry effects on the complete load *versus* displacement behavior of the pipe. But, even using the J-R curve from the CT specimen, the maximum load for the pipe could be reasonably well predicted. If the J-R curve for the component is known, the procedure offers the additional possibility of doing an accurate prediction of the whole load *versus* displacement curve.

6. REFERENCES

- Cruz, J.R.B. and Landes, J.D., 1997, "A Common Format Approach for The Ductile Fracture Methodology Using a Displacement Based Normalization Parameter", *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Vol. 20, No. 9, pp. 1305-1318.
- Donoso, J.R. and Landes J.D., 1994, "Common Format for Developing Calibration Curves in Elastic-Plastic Fracture Mechanics", *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 47, No. 5, pp. 619-628.
- Kumar, V., German, M.D. and Shih, C.F., 1981, "An Engineering Approach for Elastic-Plastic Fracture Analysis", EPRI Topical Report NP-1931, Research Project 1231-1, Electric Power Research Institute, Palo Alto.
- Landes, J.D. and McCabe, D.E., 1986, "Toughness of Austenitic Stainless Steel Pipe Welds", EPRI Topical Report NP-4768, Research Project 1238-2, Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA.
- Landes, J.D., Zhou, Z., Lee, K. and Herrera, R., 1991, "Normalization Method to Develop J-R Curves with the LMN Function", *Journal of Testing and Evaluation*, Vol. 19, No. 4, pp. 305-311.
- Landes, J.D., Zhou, Z. and Brown, K.H., 1993, "An Application Methodology for Ductile Fracture Mechanics", *Fracture Mechanics: Twenty-Third Symposium*, ASTM STP 1189, Ravinder Chona, Eds., ASTM, Philadelphia, pp. 229-264.
- Orange, T.W., 1990, "Methods and Models for R-Curve Instability Calculations", *Fracture Mechanics: Twenty-First Symposium*, ASTM STP 1074, J. P. Gudas, J. A. Joyce and E. M. Hackett, Eds., ASTM, Philadelphia, pp. 545-559.
- Pan, J.; Ahmad, J., Kanninen, M. F. and Popelar C. H., 1984, Application of a Tearing Instability Analysis for Strain-Hardening Materials to a Circumferentially Cracked Pipe in Bending, *Fracture Mechanics: Fifteenth Symposium*, ASTM STP 833, R. J. Sanford, Ed., ASTMaterials, Philadelphia, pp. 721-745.
- Zahoor, A. and Kanninen, M.F., 1981, "A Plastic Fracture Mechanics Prediction of Fracture Instability in a Circumferentially Cracked Pipe in Bending - Part I: J-Integral Analysis", *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 103, pp. 352-358.

FORMAÇÃO E CONTROLE DA FULIGEM EM SISTEMAS DE COMBUSTÃO INDUSTRIAL - UMA AVALIAÇÃO CRÍTICA

Alex Álisson Bandeira Santos

Leonardo Goldstein Jr.

Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Térmica e de Fluidos, 13083-970, Campinas, SP, Brasil.

E-mail: absantos@fem.unicamp.br

Resumo

O estudo da formação e controle da fuligem na combustão é uma área de interesse da atividade industrial, pois a fuligem tem influência na eficiência energética dos processos e sua emissão constitui um problema ambiental. Este trabalho faz uma análise crítica das informações disponíveis, avaliando e abrindo discussão sobre modelos e teorias vigentes, enfocando os mecanismos e as variáveis que atuam na formação de fuligem, bem como os mecanismos de controle, em especial, a utilização de aditivos químicos.

Palavras-chave: Fuligem, formação, controle, combustão, aditivos.

1. INTRODUÇÃO

A formação da fuligem em sistemas de combustão constitui tema de interesse da engenharia, pois a presença da fuligem pode causar uma perda na eficiência energética dos processos, e constituir um problema ambiental. Apesar dos estudos sobre os mecanismos de formação e controle da fuligem existentes, o assunto ainda continua aberto, e demandando novos trabalhos.

Glassman (1987) define a fuligem como o material particulado sólido proveniente da combustão de combustíveis gasosos; para combustíveis líquidos o material sólido produzido é denominado cenosferas.

Embora existam restrições para a emissão de fuligem em plantas industriais, as partículas de fuligem podem ter efeitos tanto benéficos como prejudiciais. Assim, se, por exemplo, a presença de particulado em turbinas a gás pode afetar severamente o tempo de vida das pás, e, em motores diesel, pela absorção de materiais cancerígenos, constituir um risco para a saúde humana, em contrapartida, em equipamentos térmicos industriais, a presença de fuligem aumenta a transferência de calor por radiação térmica da chama para as superfícies de troca.

Este trabalho organiza e faz uma avaliação crítica das informações disponíveis sobre a fuligem em sistemas de combustão industrial, enfocando as características das partículas de fuligem, os mecanismos de formação e suas peculiaridades, a influência de parâmetros físicos, como a temperatura e a pressão, e de parâmetros químicos, como os aditivos químicos.

2. ESTADO DA ARTE

2.1. Características da Fuligem

As palavras fuligem e carbono têm sido usadas para descrever os materiais particulados sólidos com estrutura carbônica produzidos na combustão, alguns dos quais possuem apreciável quantidade de hidrogênio, além de outros elementos e compostos que podem ter sido obtidos a partir da estrutura original do combustível. Segundo Haynes e Wagner (1981), as partículas de fuligem contêm em torno de 10% de hidrogênio em sua estrutura, e um percentual até maior quando são jovens.

Glassman (1987) comenta que as propriedades da fuligem são pouco afetadas pelo tipo de chama – chamas difusas ou pré-misturadas –, natureza do combustível queimado e condições nas quais foi produzida. A quantidade de fuligem, no entanto, varia apreciavelmente com o tipo de chama. Chamas difusas invariavelmente produzem mais fuligem do que chamas pré-misturadas. Os diâmetros das partículas de fuligem variariam de 10 a 200 $\times 10^{-3}$ μm , sendo mais encontrados na faixa de 10 a 50 $\times 10^{-3}$ μm .

2.2. Mecanismos de Formação da Fuligem

Os mecanismos de formação da fuligem em chamas consistem nos passos sequenciais, ou em paralelo, que regem a formação da fuligem. Há um grande volume da literatura sobre o assunto, que leva a crer que a formação se dá conforme o esquema mostrado na Fig. 1.

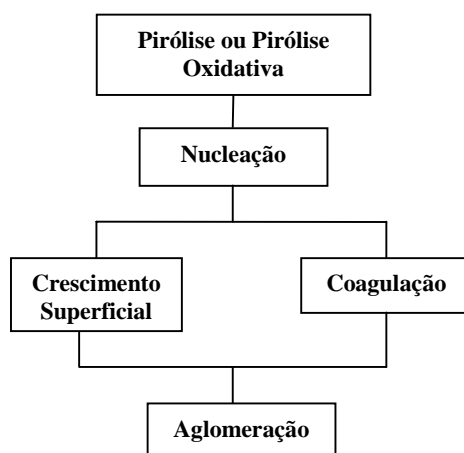


Fig. 1. Processo de Formação da Fuligem (Smith, 1981).

- **Pirólise**

A pirólise pode ser considerada como um processo que precede a formação da fuligem no qual ocorreriam reações de quebra das moléculas do combustível, com extensa decomposição e rearranjo atômico das moléculas.

Smith (1981) comenta que, as reações de pirólise são geralmente endotérmicas, e altamente dependentes da temperatura. Na presença de algum tipo de oxidante: O, O₂ ou OH, haveria um aumento significativo das taxas de reação – pirólise oxidativa.

Segundo Glassman (1987), a formação da fuligem dependeria das condições operacionais, do tipo de chama e se a pirólise é ou não oxidativa. Os produtos da pirólise gerariam, por sua vez, os elementos precursores da fuligem.

Numa ampla variedade de combustíveis alifáticos e aromáticos, a presença do acetileno (etino) é dominante em altas temperaturas, e em condições de pirólise oxidativa. Uma quantidade considerável de evidência experimental indica que o acetileno seria a última

espécie estável a ser produzida antes de que partículas de fuligem sejam detectadas, sinalizando o acetileno como um importante intermediário no processo de formação de fuligem. Todavia, a tendência de algumas moléculas de combustível, notadamente as aromáticas, de produzir outros produtos além do acetileno, em condições de baixa temperatura e de ausência de oxigênio, levam à implicação de que o tipo de combustível teria um efeito na formação do precursor.

- **Nucleação**

A nucleação envolve a formação de espécies embrionárias da fuligem, conhecidas como núcleos da fuligem. Os hidrocarbonetos precursores destes núcleos seriam estáveis o suficiente para resistir às altas temperaturas encontradas nos sistemas de combustão, não sendo consumidos na combustão e garantindo, portanto, a formação dos núcleos.

Alguns estudos colocam o acetileno e poliacetilenos como compostos importantes na nucleação da fuligem. XU *et al.* (1998) afirmam que nas chamas pré-misturadas, a fuligem seria formada principalmente a partir do acetileno, por ser ele uma das espécies de hidrocarboneto gasoso mais abundante nas regiões de formação da fuligem. Todavia existem controvérsias sobre o assunto.

Haynes e Wagner (1981) encontraram grandes quantidades de acetileno em todos os testes com chamas de metano e etileno (eteno) com oxigênio, constatado como proveniente do combustível. Este aumento do acetileno na chama não aumentou sua luminosidade, parâmetro este identificador da formação de fuligem, o que levou esses autores a concluir que o acetileno não seria um precursor da fuligem.

Bartok (1991) comentou as diferenças na nucleação de chamas de combustíveis aromáticos e alifáticos. Em chamas de acetileno, que é um combustível alifático, o início da formação de fuligem ocorreria como resultado de grande concentração de radicais poliacetilenos presentes no fim da zona de reação primária, onde sua concentração tem um máximo. Em chamas de benzeno, que é um combustível aromático, acredita-se que o primeiro núcleo seria decorrente da alta concentração de compostos aromáticos além de acetilenos.

Segundo Kennedy (1997), as espécies aromáticas cresceriam pela adição de outros aromáticos e espécies menores para formar poli-aromáticos (PAH). O crescimento continuado dos PAH produziria, eventualmente, as menores partículas identificáveis de fuligem.

Qual ou quais seriam, portanto, os precursores da fuligem? Variariam eles com o tipo do combustível? Seria o acetileno o principal precursor, dada sua estabilidade em altas temperaturas? Estas perguntas ainda precisam ser respondidas para um melhor entendimento do processo de nucleação da fuligem.

- **Crescimento Superficial e Coagulação**

Após o processo de nucleação, dois processos de crescimento da fuligem ocorrem em paralelo: o crescimento superficial e a coagulação.

Uma vez que os núcleos são formados, a produção da fuligem aumenta pelo crescimento superficial, que envolve o ataque de espécies na fase gasosa à superfície da partícula da fuligem, com incorporação destas espécies no seu interior, evidenciando a natureza química do processo. As reações de crescimento superficial produzem um aumento na massa de fuligem, mas o número de partículas permanece inalterado no processo. O oposto ocorre no crescimento por coagulação, no qual as partículas colidem inelasticamente, decrescendo em número, enquanto a massa de fuligem permanece constante.

O crescimento da partícula – aumento do diâmetro – é resultado das reações simultâneas de crescimento superficial e da coagulação.

Para chamas de acetileno/oxigênio em pressões baixas, Homann e Wagner (1967) sugeriram que as espécies que começam o ataque à superfície da partícula seriam o acetileno e os poliacetilenos. Smith (1981) comentou que a coagulação seria um processo essencialmente físico, e sua taxa poderia ser calculada a partir das hipóteses:

- .Partículas de fuligem estão em regime molecular livre;
- .Cada colisão entre duas partículas resulta em coagulação, e
- .Todas as partículas são esféricas.

Como validação das hipóteses acima, Smith (1981) aponta o estudo de Graham (1976), no qual a taxa de coagulação, expressa em termos da taxa de diminuição da densidade de partículas, n [cm^{-3}], é dada por:

$$\frac{-dn}{dt} = \frac{5}{6} \times k_{tn} \times \phi \times n^{11/6} \quad (1)$$

onde

$$k_{tn} = \frac{5}{12} \times \left(\frac{3}{4\pi}\right)^{1/6} \times \left(\frac{6kT}{\rho}\right)^{1/2} \times G' \times \alpha \quad (2)$$

sendo ϕ = concentração da fuligem [cm^3/cm^3]; k = constante de Boltzmann [$(\text{cm/s})^2\text{g}/\text{K}$]; ρ = densidade da partícula [g/cm^3]; G' = fator que quantifica as forças de dispersão interplanares, α é uma função da distribuição dos tamanhos das partículas, e T é a temperatura [K].

• Aglomeração

Depois que o crescimento das partículas cessa, ocorreriam colisões inelásticas das partículas esféricas de fuligem, causando a formação de estruturas em forma de correntes, constituindo o que se chamou de aglomeração. Segundo Kennedy (1997), a fuligem emitida nos combustores estaria usualmente na forma de aglomerados.

Wersborg *et al.* (1973) observaram que, não havendo crescimento ou nucleação durante a aglomeração, a taxa de aglomeração deveria ser proporcional ao quadrado da densidade do número de partículas (n^2):

$$\frac{-dn}{dt} = \frac{1}{2} \times K \times n^2 \quad (3)$$

onde

$$K = 16 \times a^2 \times y \times \left(\frac{\pi kT}{m}\right)^{1/2} \quad (4)$$

sendo a = raio da partícula [μm]; y = fator que quantifica as forças de dispersão interplanares e K = constante de coagulação do sistema [cm^3/s].

2.3. Influência de Parâmetros Físicos na Formação da Fuligem

Temperatura

A temperatura é o parâmetro físico que mais influencia a formação da fuligem.

Millikan (1962) verificou que, embora a taxa de pirólise aumente com a temperatura, a taxa de ataque do radical hidroxila (OH) aos acetilenos precursores aumenta ainda mais rapidamente, havendo uma competição entre a formação e a oxidação da fuligem. Em chamas pré-misturadas, observa-se a existência de grande quantidade desse radicais na região de pirólise e, em consequência, com o aumento da temperatura, há uma menor formação de fuligem. Por outro lado, nas chamas difusas não há a presença de oxidantes na região de

pirólise do combustível e, em consequência, quanto maior a temperatura de chama, maior será a taxa de pirólise, e maior a tendência a formação de fuligem. Portanto, a temperatura teria efeitos opostos, dependendo do tipo de chama.

Pressão

Segundo Glassman (1977), em todos os tipos de chama, quanto menor a pressão, menor a tendência de formação de fuligem. A sensibilidade à pressão seria coerente com as menores taxas de reação do processo de nucleação, que ocorreriam à medida que se diminua a pressão. Em 1987, ele afirmou que o efeito da variação da pressão seria decorrente do efeito da temperatura do sistema. Resultados obtidos em chamas difusas teriam mostrado um aumento da produção de fuligem com o aumento da pressão, o que, em realidade, seria devido ao aumento de temperatura inerente ao aumento de pressão (sob condições de volume constante).

Tipos e Regimes de Chama

As chamas difusas produzem maior quantidade de fuligem do que as chamas pré-misturadas. Isso é explicado pela existência de elementos oxidantes na região onde ocorre a pirólise, conforme mencionado anteriormente.

Em chamas laminares difusas, a variação da concentração da fuligem ocorre ao longo do eixo da chama. Isso seria explicado pela rápida formação da fuligem, seguida por sua lenta oxidação nas regiões onde os elementos oxidantes estão disponíveis.

Glassman (1977) comenta que em chamas difusas turbulentas a formação de fuligem seria drasticamente reduzida. Altos níveis de turbulência rapidamente misturariam o combustível e o oxidante, aumentando a oxidação dos precursores da fuligem. Do mesmo modo, a tendência de formação de fuligem decresceria em chamas pré-misturadas turbulentas.

Segundo Bartok (1991), a formação da fuligem em chamas turbulentas parece ser controlada pelo perfil da temperatura na chama, particularmente na região de oxidação, de maneira análoga ao que ocorreria em chamas laminares.

2.4. Influência de Parâmetros Químicos na Formação da Fuligem

Tipo de Combustível

A tendência a formação da fuligem depende do tipo de combustível utilizado.

Em chamas pré-misturadas, que utilizam o ar como elemento oxidante na mistura, a tendência de formação da fuligem com o tipo do combustível é dada, em ordem decrescente, por Glassman (1987):

Aromáticos > álcoois > parafínicos > olefínicos > acetileno.

Para chamas difusas a ordem é diferente, como apresentada a seguir:

Aromáticos > acetileno > olefínicos > parafínicos > álcoois.

O autor comenta que se as chamas pré-misturadas são mantidas em condições de mistura muito ricas de combustível e operadas acima da taxa crítica de formação da fuligem – relação ar/combustível na qual tem início a formação da fuligem – a influência do tipo de combustível se aproxima da que ocorre com chamas difusas, já que haveria um aumento substancial da pirólise frente à oxidação, fato este característico de chamas difusas.

Ligações Químicas

As ligações químicas consideradas são as ligações C-C entre os elementos carbono encontradas nos hidrocarbonetos.

Segundo Takahashi *et al.* (1984), a taxa crítica de formação da fuligem a uma temperatura de chama de 2200 K é função apenas do número de ligações C-C, na qual uma ligação dupla é contada como dois e uma tripla como três:

$$\log \psi_{c,2200K} = a_1 \times N_{c-c} + a_0 \quad (5)$$

onde N_{c-c} é o número de ligações C-C, a_1 e a_0 são constantes independentes do tipo de combustível ($a_1 = -0,02173$ e $a_0 = 0,1372$), e ψ_c é a taxa crítica de formação da fuligem, para uma dada relação ar / combustível. Esta equação pode ser generalizada em função da temperatura adiabática de chama (T_f), e pode ser expressa por:

$$\log \psi_c = a_2 \times \left(\frac{1}{T_f} - \frac{1}{2200} \right) + \log \psi_{c,2200K} \quad (6)$$

onde o coeficiente a_2 foi obtido para vinte e um combustíveis, variando na faixa de $-1,95 \times 10^3$ a $-0,562 \times 10^3$, correspondendo a uma aparente energia de ativação em torno de 3 a 9 kcal/mol.

Glassman (1987) comenta que a escolha do número de ligações C-C como parâmetro para determinação da taxa de formação de fuligem, teria um significado físico. A análise é feita levando em conta as taxas de pirólise do combustível e do ataque dos radicais hidroxila (OH) aos precursores da fuligem. O número de ligações C-C seria uma medida do tamanho da molécula do combustível e da relação carbono/hidrogênio (C/H). Assim, quanto maior a molécula, maior a taxa de pirólise e maior a relação C/H, resultando numa menor concentração relativa de OH na chama devido à redução dos radicais H, que formam os radicais OH. Isto aumentaria a produção de fuligem – pirólise frente a oxidação.

Oxidação da Fuligem

Um dos parâmetros de controle da fuligem é a oxidação de partículas de fuligem e seus precursores em regiões onde espécies oxidantes estão presentes.

Millikan e Foss (1962) encontraram evidências de que a formação da fuligem em chamas pré-misturadas somente poderia ocorrer após a concentração de OH ter alcançado um valor de equilíbrio. Antes disso, os radicais OH seriam inibidores da fuligem, pela oxidação dos precursores e partículas embrionárias.

Smith (1981) apontou pequenas ambiguidades encontradas nas informações disponíveis para a explicação do mecanismo de oxidação da fuligem. Um dos aspectos diz respeito a qual espécie oxidante predominaria no processo. Fenimore e Jones (1969) atribuíram a oxidação da fuligem aos radicais O e OH, enquanto outros autores, como Appleton, 1973, e Wagner, 1978, a atribuíram diretamente ao O_2 .

Aditivos Químicos

Estudos recentes têm revelado que os efeitos de aditivos químicos na formação da fuligem em chamas podem ser bastante complexos, até mesmo quando o aditivo é inerte. Os aditivos podem ter influência na formação da fuligem através de efeitos na concentração do combustível, na temperatura, no tempo de residência e no mecanismo químico; esta influência pode ocorrer na nucleação, no crescimento ou em estágios de oxidação. Esses efeitos são

fortemente acoplados à maneira de introdução dos aditivos, não somente indiretamente, através da diluição do combustível e, conseqüentemente, modificação do campo de temperatura e do tempo de residência, como também diretamente, através da participação dos aditivos no mecanismo químico.

Glassman (1977) comenta que o efeito de diluentes inertes na formação de fuligem é coerente com a diminuição da pressão parcial dos reagentes precursores da fuligem, o que diminui sua formação.

Segundo Haynes *et al.* (1982), a presença do SO₃ em chamas pré-misturadas tem o mesmo efeito de outros aditivos sulfonados, reduzindo a formação da fuligem. Por outro lado, Glassman (1987), relatou que o aditivo SO₃ seria conhecido por suprimir a fuligem em chamas difusas e por aumentar a fuligem em chamas pré-misturadas. Nas chamas difusas, a diminuição seria explicada em termos da influência dos radicais H, formados durante a pirólise do combustível, que reagiriam com o SO₃, formando radicais OH ($H + SO_3 \Rightarrow OH + SO_2$), que atacariam os precursores da fuligem. Em chamas pré-misturadas o efeito seria oposto, possivelmente pela dissociação do SO₃ em SO₂, que removeria os radicais H da chama ($SO_2 + H + M \Rightarrow HSO_2 + M$), reduzindo a formação de radicais OH e, assim, aumentando a produção de fuligem. Bartok (1991) também tratou do assunto para comentar os resultados conflitantes sobre a influência do SO₃.

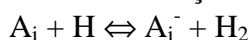
Segundo Mitchell e Miller (1989), aditivos facilmente ionizáveis, como Cs, K, Na e Ba, têm sido considerados como inibidores efetivos da formação de fuligem. Essa ação seria explicada em termos de reações íons-moléculas, onde os aditivos sofreriam ionização na chama e os íons formados neutralizariam os íons precursores da fuligem, inibindo sua formação. Outras pesquisas sugerem que estes aditivos alterariam as cargas elétricas das partículas menores de fuligem, o que inibiria seu crescimento por aglomeração, devido à ação das forças de repulsão geradas entre as partículas de mesma carga, facilitando o ataque oxidativo nessas partículas.

Os mesmos autores afirmaram que a adição de Mg em chamas difusas causaria um aumento dos elétrons livres, mas com pouco efeito na formação da fuligem. Essa constatação vai contra a validade da proposição de um mecanismo iônico de produção de fuligem, segundo a qual elétrons poderiam se recombinar com os íons precursores da fuligem encontrados na chama, reduzindo a formação da fuligem.

Segundo Du *et al.* (1995), o efeito da adição de N₂ em chamas difusas seria devido à redução da concentração do combustível, bem como da temperatura, situações que concorrem para a diminuição da formação de fuligem.

Com referência ao comportamento da adição de H₂ em chamas pré-misturadas, Haynes *et al.* (1982) comentaram que, mesmo reduzindo a taxa crítica de C/O, o H₂ não apresentou influência na concentração de fuligem na chama, sendo que a adição de 3% H₂ não afetou significativamente a produção da fuligem.

Frenklach (1988) propôs o mecanismo de crescimento dos PAH, um dos possíveis precursores da fuligem, por reações de subtração de H e adição de acetileno (C₂H₂). O modelo mostra que para regimes de alta temperatura, onde o [H₂] é maior ou comparável a [C₂H₂], e em regimes de baixa temperatura, onde [C₂H₂] << [H₂], a taxa de crescimento varia com a relação [H]/[H₂], onde a dependência inversa em relação a [H₂] seria devida a uma reação reversa à de subtração de H:



onde A_i denota uma molécula aromática contendo i cadeias aromáticas e A_i⁻ denota um radical aromático. A adição de H₂ reduziria o crescimento dos PAH, mesmo com o aumento de temperatura decorrente da adição de H₂. Em estudos de pirólise do acetileno, Frenklach *et al.* (1988) verificaram que a adição de H₂ reduziu substancialmente a formação da fuligem, efeito já antecipado pelo seu modelo.

Kasper *et al.* (1999) relataram os efeitos da adição do composto $\text{Fe}(\text{C}_5\text{H}_5)_2$ em chamas difusas de metano, que levaram a um surgimento precoce das partículas de fuligem. Partículas de óxido de ferro formadas nessa adição teriam servido como fonte de área superficial para o crescimento da fuligem. Os autores também relataram que em chamas difusas de acetileno, a adição de $\text{Fe}(\text{C}_5\text{H}_5)_2$ também formaria óxidos de ferro, que são incorporados às partículas de fuligem, e agiriam como catalisadores da oxidação da fuligem no topo da chama.

3. CONCLUSÕES

- O presente trabalho organiza e analisa as informações disponíveis acerca da formação da fuligem na combustão. Foi aberta a discussão dos aspectos de maior importância na formação da fuligem, como a formação dos precursores, bem como a sua oxidação e o efeito do uso de aditivos. Estabeleceu-se a existência de pontos controversos, que requerem estudos adicionais:
- O composto C_2H_2 como o único precursor da fuligem;
- O radical OH como responsável pela sua oxidação;
- A influência da pressão, e
- O efeito do SO_3 em chamas pré-misturadas.

REFERÊNCIAS

- Appleton, J.P. Soot Oxidation Kinetics at Combustion Temperatures, 41st Meeting on Atmospheric Pollution by Aircraft Engines, AGARD Propulsion and Energetics Panel, London, p. 20.1 – 20.11, 1973.
- Bartok, W., Fossil and Fuel Combustion, Wiley Interscience Publication, New York, p. 261-326, 1991.
- Du, D.X., Axelbaum, R.L. e Law C.K. Soot Formation in Strained Diffusion Flames with Gaseous Additives. *Combustion and Flame*, v. 102, p. 11-20, 1995.
- Fenimore, C.P. e Jones, G.W., *Combustion and Flame*, 13, 303, 1969.
- Frenklach, M., Yuan, T. e Ramachandra, M.K. Soot Formation in Binary Hydrocarbon Mixtures. *Journal of Energy & Fuels*, v. 2, p. 462-480, 1988.
- Frenklach, M. On the Driving Force of PAH Production. Twenty-Second Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, p.1075-1082, 1988.
- Glassman, I., *Combustion*, Academic Press Inc., Orlando, 1^a ed., 1977.
- Glassman, I., *Combustion*, Academic Press Inc., Orlando, 2^a ed., p. 360-385, 1987.
- Graham, S.C. The Collisional Growth of Soot Particles at High Temperatures. Sixteenth Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, p. 663-669, 1976.
- Haynes, B.S. e Wagner, H. G. Soot Formation. *Progress in Energy and Combustion Science*, Great Britain, v. 7, p. 229-273, 1981.
- Haynes, B.S., Jander, H., Matzing, H. e Wagner, H. G. The Influence of Gaseous Additives on the Formation of Soot in Premixed Flames. In: Nineteenth Symposium (International) on Combustion, 1982, p. 1379-1385.
- Homann, K.H e Wagner, H.G. Some New Aspects of the Mechanism of Carbon Formation in Premixed Flames. Eleventh Symposium (International) on Combustion, p. 371-379, 1967.

- Kasper M., Sattler, K., Siegmann, K., Matter, U. e Siegmann H.C. The Influence of Fuel Additives on the Formation of Carbon During Combustion. *Journal of Aerosol Science*, v. 30, p. 217-225, 1999.
- Kennedy, I.M. Models of Soot Formation and Oxidation. *Progress in Energy and Combustion Science*, Great Britain, v. 23, p. 95-132, 1997.
- Millikan, R.C. e FOSS, W.I. Non-equilibrium Effects in Soot Formation Deposition. *Combustion and Flame*, v. 6, p. 210-211, 1962.
- Millikan, R.C., Non-Equilibrium in Carbon Formation in Flames. *The Journal of Physical Chemistry*, v. 66, p. 794-799, 1962.
- Mitchell, J.B.A. e Miller, D.J.M. Studies of the Effects of Metallic and Gaseous Additives in the Control of Soot Formation in Diffusion Flames. *Combustion and Flame*, v. 75, p. 45-55, 1989.
- Smith, O.I. Fundamentals of Soot Formation in Flames with Application to Diesel Engine Particulate Emissions. *Progress in Energy and Combustion Science*, Great Britain, v. 7, p. 275-291, 1981.
- Takahashi, F., Bonini, J. e Glassman, I. Further Experiments and Analysis of the Sooting Tendency of Premixed Flames. *Chemical and Physical Processes in Combustion*, p. 98.1-98.4, 1984.
- Wagner, H.G. Seventeenth Symposium (Int.) on Combustion, 3, 1978.
- Wersborg, B.L., Howard, J.B. e Williams, G.C. Fourteenth Symposium (International) on Combustion, 929, 1973.
- Xu, F., Lin, K.C. e Faeth G.M. Soot Formation in Laminar Premixed Methane/Oxygen Flames at Atmospheric Pressure. *Combustion and Flame*, v. 115, p. 195-209, 1998.

FINITE ELEMENT ANALYSIS OF GAS-LUBRICATED FLAT MECHANICAL FACE SEALS WITH PRESSURE DAMS

Marco Túlio C. Faria

Universidade Federal de Minas Gerais, Departamento de Engenharia Mecânica,
Av. Antônio Carlos, 6627, Belo Horizonte, MG, 31270-901, Brasil.
E-mail: mtfaria@demec.ufmg.br

Abstract

A study of the influence of the sealing dam geometry on gas lubricated step face seal performance characteristics is carried out by using a finite element procedure based on the Galerkin weighted residual method. The finite element procedure is implemented to solve the Reynolds equation for compressible fluids. The variation of the seal opening force, flow leakage rate and frequency-dependent force coefficients is depicted in relation to some seal geometric and operating parameters, such as pressure ratio, clearance ratio, seal width and pressure dam extent.

Keywords: Gas Lubrication, Face Seals, Step Seals, Sealing Dam

1. INTRODUCTION

The development of efficient sealing technology for rotating machinery has been driven by strict environmental laws, which require virtual elimination of leakage of harmful process fluids into atmosphere. Due to their low leakage rate, wear-free operation and low power consumption, gas lubricated mechanical face seals have been widely employed to design very efficient sealing systems for machine components with rotating shafts, such as compressors, pumps, agitators and turbines (Burgmann, 1997).

Uni-directional and bi-directional gas face seals usually have grooves etched on either of their mating faces (Burgmann, 1997). The grooves provide a pumping effect that generates an increase in the hydrodynamic pressure (Gabriel, 1994). Typical gas face seal geometries possess an unprofiled area, the sealing dam, which can be located at either the seal inner or outer radius (Wasser, 1994). This pressure dam is introduced into the seal face to reduce leakage and increase axial stiffness. Most of the studies performed on gas face seals deal with the analysis of the influence of the seal-mating plate patterns, which generally include various types of grooves, face waviness, radial taper and face texture, on the seal performance (Tournier *et al.* (1994); Zirkelback & San Andrés (1998); Hernandez & Boudet (1995); Salant & Homiller (1992); Etsion *et al.* (1998); Basu (1992); Wasser (1994); Burgmann (1997)). In the analyses of grooved face seals, the main concern has been the parametric study of the influence of the groove geometry, in conjunction with or without the sealing

dam, on the seal behavior. The technical literature lacks studies more detailed about the influence of the pressure dam geometry on the performance of gas face seals.

A finite element analysis of gas-lubricated step mechanical face seals is performed to study the influence of the pressure dam geometry on gas seal performance. The hydrodynamic pressure within the gas flow domain is computed by solving the Reynolds equation for compressible fluids. The Galerkin weighted residual method is employed in the finite element formulation. A linearized perturbation method is used to obtain the zero-th and first order lubrication equations for the problem. Seal performance characteristics, such as seal opening force, flow leakage, and frequency dependent stiffness and damping force coefficients, are computed in relation to some seal parameters, such as dam extent, clearance ratio and seal width. The model validation is performed by comparing the finite element predictions with approximated analytical solutions for gas-lubricated flat mechanical face seals.

2. PROBLEM DEFINITION

A schematic view of the geometry of a flat mechanical face seal with outer pressure dam is shown in Figure 1. The sealing dam can be located at either the seal inner radius or outer radius, depending on the radial pressure ratio.

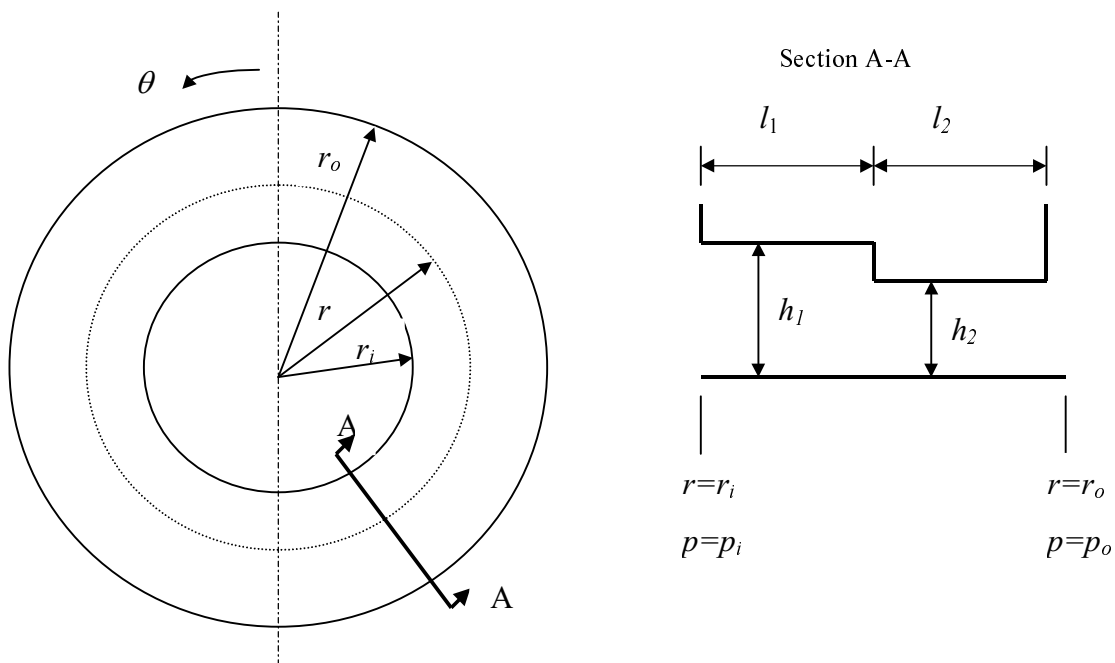


Figure 1. Schematic view of a flat mechanical face seal with pressure dam.

The inner, groove-ridge boundary, and outer radii are given by r_i , r_s , and r_o , respectively. The pressure dam extent is represented by l_2 and the seal extent by l_1 . The seal length is $l=l_1+l_2$. The fluid film thicknesses at the dam and at the seal are expressed by h_2 and h_1 , respectively. Generally the stepped face is rotating, while the flat face is non-rotating.

The lubricant flow in the face seal is described by the Reynolds equation for an isothermal, isoviscous, ideal gas (Zirkelback and San Andrés,1998)

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{ph^3}{12\mu} \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) = \frac{\Omega r}{2} \frac{\partial}{\partial \theta} (ph) + \frac{\partial}{\partial t} (ph) \quad (1)$$

where p describes the pressure field over the seal, h is the fluid film thickness, μ is the fluid viscosity, and Ω is the rotational speed of the seal. The boundary conditions for the system are given by $p(r_i)=p_i$ and $p(r_o)=p_o$. The pressures p_i and p_o are the inner and outer pressures acting on the inner and outer seal radius, respectively.

Due to the axi-symmetric nature of the gas flow, the pressure field is independent of the circumferential coordinate θ . Thus, equation (1) simplifies to the following form

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{ph^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial t} (ph) \quad . \quad (2)$$

A dimensionless form of equation (2) is expressed as

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(RH^3 P \frac{\partial P}{\partial R} \right) = \sigma \frac{\partial}{\partial \tau} (PH) \quad (3)$$

where the dimensionless variables are given by $R = \frac{r}{r_o}$, $P = \frac{p}{p_a}$, $H = \frac{h}{h_{min}}$, $\tau = t\omega$, and

$\sigma = \frac{12\mu\omega}{p_a} \left(\frac{r_o}{h_2} \right)^2$. In these variables, ω is the axial excitation frequency, p_a is the ambient pressure, and h_{min} is the minimum value of thickness. σ is the frequency or squeeze number.

3. PERTURBATION ANALYSIS

The rotating face seal is usually subjected to small axial perturbations from an equilibrium position. The effect of these small axial motions is to cause small perturbations in the pressure field. The expressions for the perturbed thickness and pressure field generated by dimensionless axial perturbations ΔZ are given in the following form.

$$H(R, \tau) = H_0(R) + \Delta Z.e^{i\tau} \quad (4.a)$$

$$P(R, \tau) = P_0(R) + P_1\Delta Z.e^{i\tau}, \quad i = \sqrt{-1}. \quad (4.b)$$

where P_0 and P_1 represent the zero-th and first order pressure fields, respectively. H_0 is the film thickness at equilibrium position. Expressions (4.a) and (4.b) are substituted into equation (3) to render the zero-th and first order lubrication equations,

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(RH_0^3 P_0 \frac{\partial P_0}{\partial R} \right) = 0 \quad (5)$$

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(RH_0^3 \frac{\partial (P_0 P_1)}{\partial R} + 3RH_0^2 P_0 \frac{\partial P_0}{\partial R} \right) = i\sigma (P_0 + H_0 P_1) \quad (6)$$

The zero-th order pressure field can be integrated over the seal domain to render the seal dimensionless opening force Fz .

$$Fz = \int_{R_i}^{R_o} (P_0 - 1) 2\pi R . dR \quad (7)$$

The complex first-order pressure field will render the dimensionless stiffness Kzz and damping Czz force coefficients for the seal.

$$Kzz + i\sigma Czz = \int_{R_i}^{R_o} 2\pi R P_1 dR \quad (8)$$

4. FINITE ELEMENT MODELING

The gas flow domain is modeled by using two-node linear finite elements of length L_e . A direct Galerkin weighted residual method is employed to render the element zero-th and first order lubrication equations. The zero-th and first order pressure fields depend only on R .

The zero-th order lubrication for a finite element e is written as

$$K_{ji}^e P_i^e = q_j^e, \quad (i,j=1,2) \quad (9)$$

where

$$K_{ji}^e = \int_0^{L_e} R H_e^3 P_o^e \frac{d\psi_i^e}{ds} \frac{d\psi_j^e}{ds} ds \quad (10)$$

$$q_j^e = [R\psi_j^e m_e]_{s=0} - [R\psi_j^e m_e]_{s=L_e} \quad (11)$$

P_o^e is the known value of pressure prior to the computation. The dimensionless flow rate is represented by $m_e = H_e^3 P_e \frac{dP_e}{dR}$. The dimensionless flux balance over an element e is given by q_j^e . K_{ji}^e represents the zero-th order fluidity matrix coefficients. The system of finite element equations (9) renders the zero-th order pressure distribution over the seal domain. An iterative procedure based on successive approximations, using the inner pressure p_i as initial guess, is used to compute the pressure field over the seal domain.

The first order finite element system of equations is obtained by using the same Galerkin procedure used in the derivation of the zero-th order equation. The first order lubrication equation for an element e is given by

$$K_{1ji}^e P_{1i}^e = q_{1j}^e + f_{1j}^e, \quad (i,j=1,2) \quad (12)$$

where

$$K_{1ji}^e = \int_0^{L_e} \left(R H_e^3 P_e \frac{d\psi_j^e}{ds} \frac{d\psi_i^e}{ds} + R H_e^3 \frac{dP_e}{ds} \frac{d\psi_j^e}{ds} \psi_i^e + iR\sigma H_e \psi_i^e \psi_j^e \right) ds \quad (13)$$

$$q_{1j}^e = \left[R \psi_j^e m_1^e \right]_{s=0} - \left[R \psi_j^e m_1^e \right]_{s=L_e} \quad (14)$$

$$f_{1j}^e = - \int_0^{L_e} i R \sigma P_e \psi_j^e ds - \int_0^{L_e} 3 R H_e^2 P_e \frac{dP_e}{dR} \frac{d\psi_j^e}{ds} ds \quad (15)$$

P_e is the zero-th order pressure given by equation (9). K_{1ji}^e represents the complex first-order fluidity matrix coefficients, q_{1j}^e is the first-order flux balance over element e , and f_{1j}^e represents a complex right-hand side vector. The first-order dimensionless flow rate is given by $m_1^e = \left(H_e^3 P_e \frac{dP_1^e}{dR} + H_e^3 \frac{dP_e}{dR} P_1^e + 3 H_e^2 P_e \frac{dP_e}{dR} \right)$.

5. VALIDATION

Firstly, the zero-th order finite element (FEM) solution for gas lubricated step face seals is compared with the analytical steady-state solution derived for equation (3). The steady-state form of equation (3) is given by equation (5). The computation of the analytical zero-th order pressure field from equation (5) is straightforward. On the other hand, it is not so simple to obtain a closed-form solution for the first-order lubrication equation (6).

Figure 2 depicts the comparative results for dimensionless zero-th order pressure for a case of gas step face seal. The solid line represents the finite element solution obtained with 50 elements, while the dotted line represents the analytical solution. It is shown in Figure 2 that the solutions are practically the same.

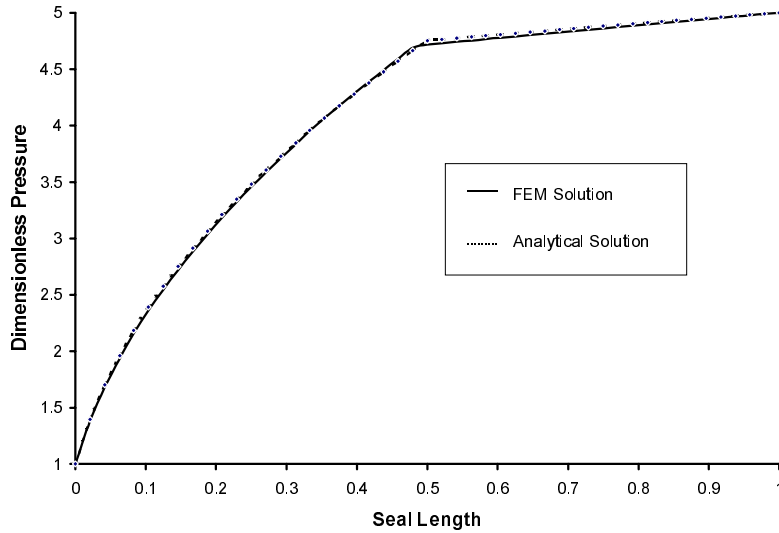


Figure 2. Comparative results for dimensionless pressure distribution in a step face seal ($P_o/P_i=5$; $H_1/H_2=0.5$; $R_i=0.8$; $R_s=0.9$; $R_o=1$).

6. SEAL PERFORMANCE CHARACTERISTICS

The dimensionless opening force (F_z), flow leakage rate (Q), stiffness coefficient (K_{zz}) and damping coefficient divided by the frequency number (C_{zz}/σ) are computed for several cases of gas step face seals with inner pressure dam. The predicted values of seal performance characteristics are shown for the following parameters: i. Seal radial width ($SRW = (R_o - R_i)/R_o$); ii. Seal dam extent ($\delta = (R_o - R_s)/(R_o - R_i)$); iii. Seal pressure ratio ($PR = P_o/P_i$); iv. Seal clearance ratio ($CR = H_2/H_1$).

Figure 3 depicts the variation of F_z and Q with increasing values of δ . Solid lines represent the predicted values obtained for $SRW=0.1$, while the dotted lines are for $SRW=0.2$. Squares indicate the values computed for $CR=2.5$, while triangles are for $CR=5$. Figures 3(a) and 3(c) are computed for $PR=5$, while Figure 3(b) and 3(d) are for $PR=10$. The results show that opening force and leakage flow decrease as the seal dam extent increases. Wider sealing dams (larger SRW) lead to lower leakage flows and higher opening forces. Smaller clearance ratios (smaller CR) produce lower leakage flows mainly for small dam extent.

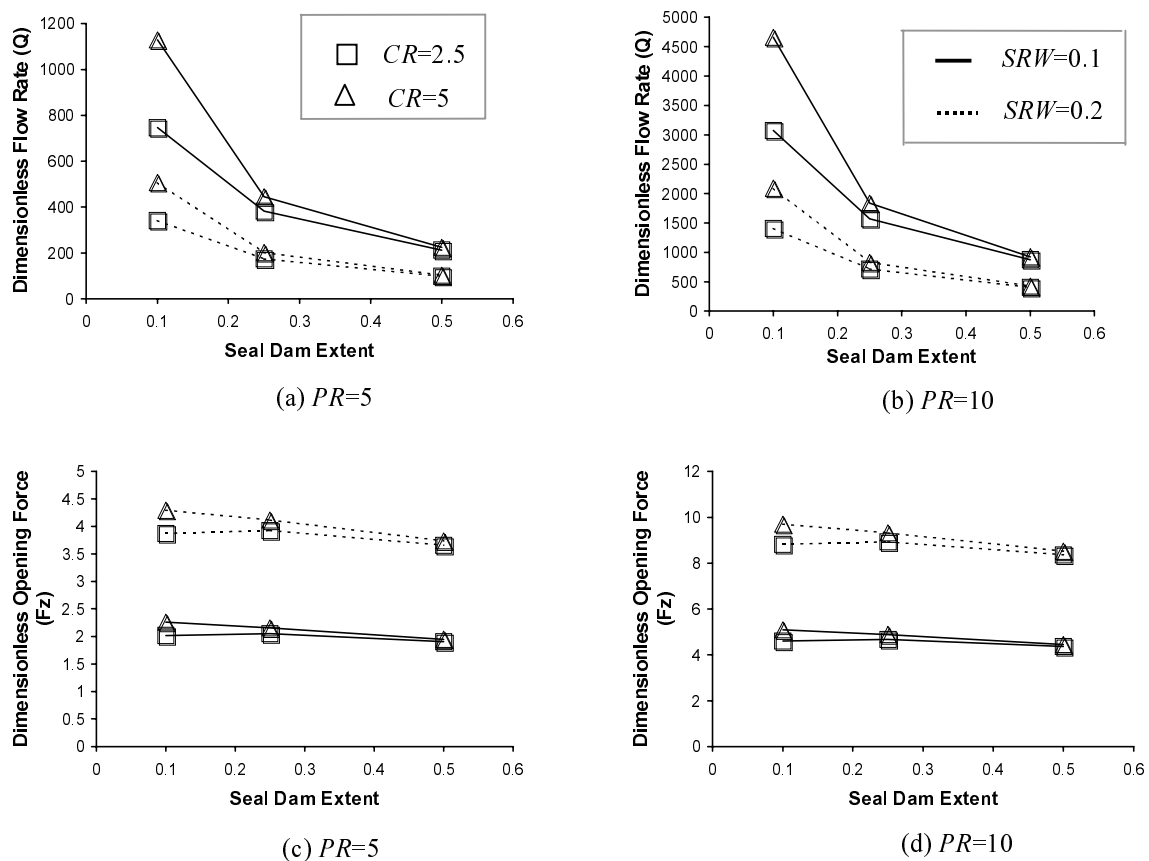


Figure 3. Dimensionless opening force and flow leakage rate versus the seal dam extent.

Figure 4 shows the dimensionless frequency-dependent stiffness coefficient (K_{zz}) versus the seal dam extent determined at three values of frequency number (low, medium and high). Solid lines represent the values of K_{zz} computed for $SRW=0.2$, while the dotted lines are associated with $SRW=0.1$. Squares indicate the values computed at $\sigma=10$, triangles are for $\sigma=100$, and circles are for $\sigma=1000$. K_{zz} generally increases as σ increases. Narrower seals (smaller SRW) lead to more flexible seal designs.

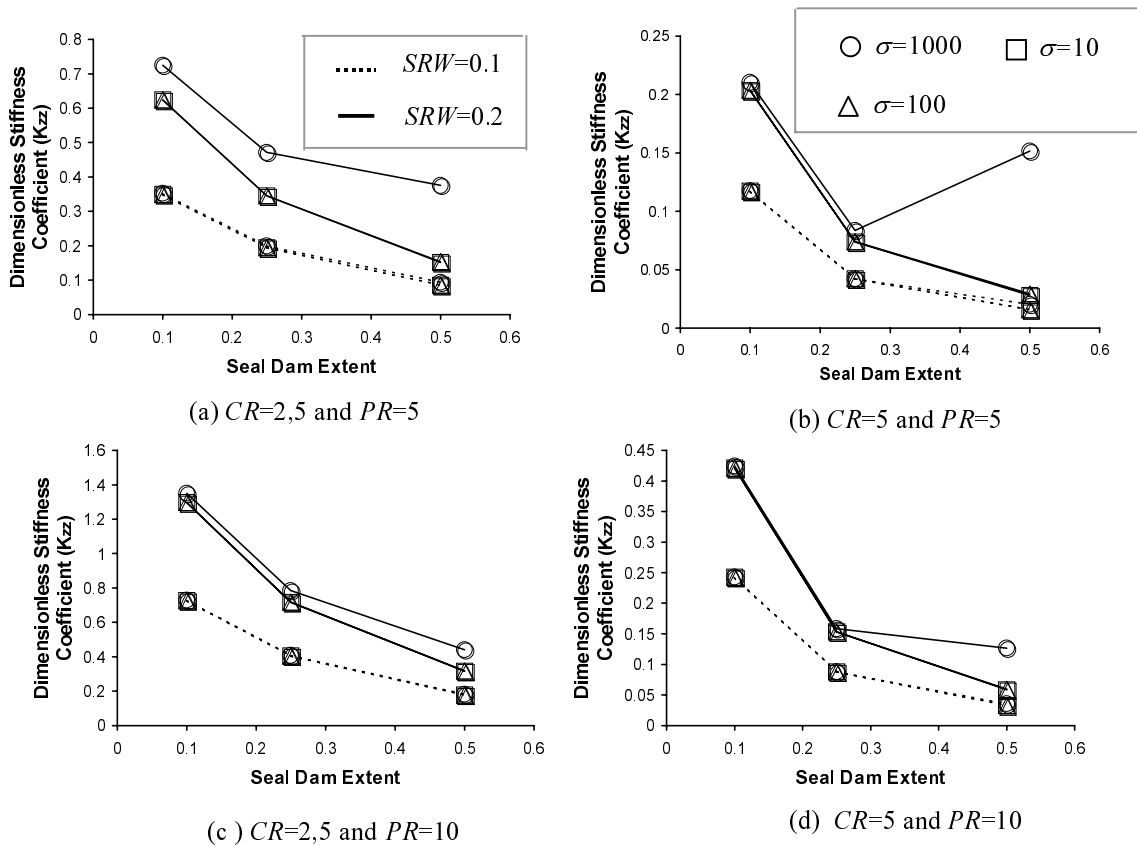


Figure 4. Dimensionless stiffness coefficients versus the seal dam extent at different values of frequency number.

Curves of the dimensionless damping coefficient (C_{zz}/σ) versus the seal dam extent for different values of seal width and frequency number are depicted in Figure 5. As expected, (C_{zz}/σ) increases as either the seal width or the sealing dam extent increases. The seal damping coefficient presents a decreasing trend for increasing values of frequency number.

7. CONCLUSIONS

A finite element procedure is specially devised to analyze the behavior of gas lubricated flat mechanical face seals with pressure dams. Seal opening force, flow leakage rate and dynamic force coefficients are computed in relation to some seal parameters, such as dam extent, clearance ratio and seal width. The analysis shows that the larger values of seal opening force, flow leakage rate and stiffness coefficient are obtained for smaller dam extents. Furthermore, the seal damping coefficients increase as the dam extent increases.

8. REFERENCES

- Basu, P., 1992, "Analysis of a Radial Groove Gas Face Seal", STLE Tribology Transactions, Vol. 35, No. 1, pp. 11-20.
- Burgmann Dichtungswerke GmbH & Co., 1997, "Gas Lubricated Mechanical Face Seals", Wolfratshausen, Germany.

- Etsion, I., Kligerman, Y. and Halperin, G., 1998, "Analytical and Experimental Investigation of Laser-Textured Mechanical Seal Faces", ASME/STLE International Tribology Conference, Toronto, Canada, October 25-29, STLE Preprint 98-TC-2B-2.
- Gabriel, R.P., 1994, "Fundamentals of Spiral Groove Noncontacting Face Seals", STLE Lubrication Engineering, March, pp. 215-224.
- Hernandez, P. and Boudet, R., 1995, "Modelling of the Behaviour of Dynamical Gas Seals: Calculation with a Finite Element Method Implicitly Assuring the Continuity of Flow", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, Vol. 209, pp.195-209.
- Salant, R.F. and Homiller, S.J., 1992, "The Effects of Shallow Groove Patterns on Mechanical Seal Leakage", STLE Tribology Transactions, Vol. 35, No. 1, pp. 142-148.
- Tournerie, B., Huitric, J., Bonneau, D. and Frene, J., 1994, "Optimisation and Performance Prediction of Grooved Face Seals for Gases and Liquids", 14th International Conference on Fluid Sealing, Firenze, Italy, 6-8 April, pp. 351-365.
- Wasser, J.R., "Dry Seal Technology for Rotating Equipment", 1994, STLE Lubrication Engineering, Vol. 50, No. 3, pp. 247-252.
- Zirkelback, N. and San Andrés, L., 1998, "Effect of Frequency Excitation on the Force Coefficients of Spiral Groove Gas Seals", ASME/STLE International Tribology Conference, Toronto, Canada, October 25-29, ASME Paper 98-Trib-12.

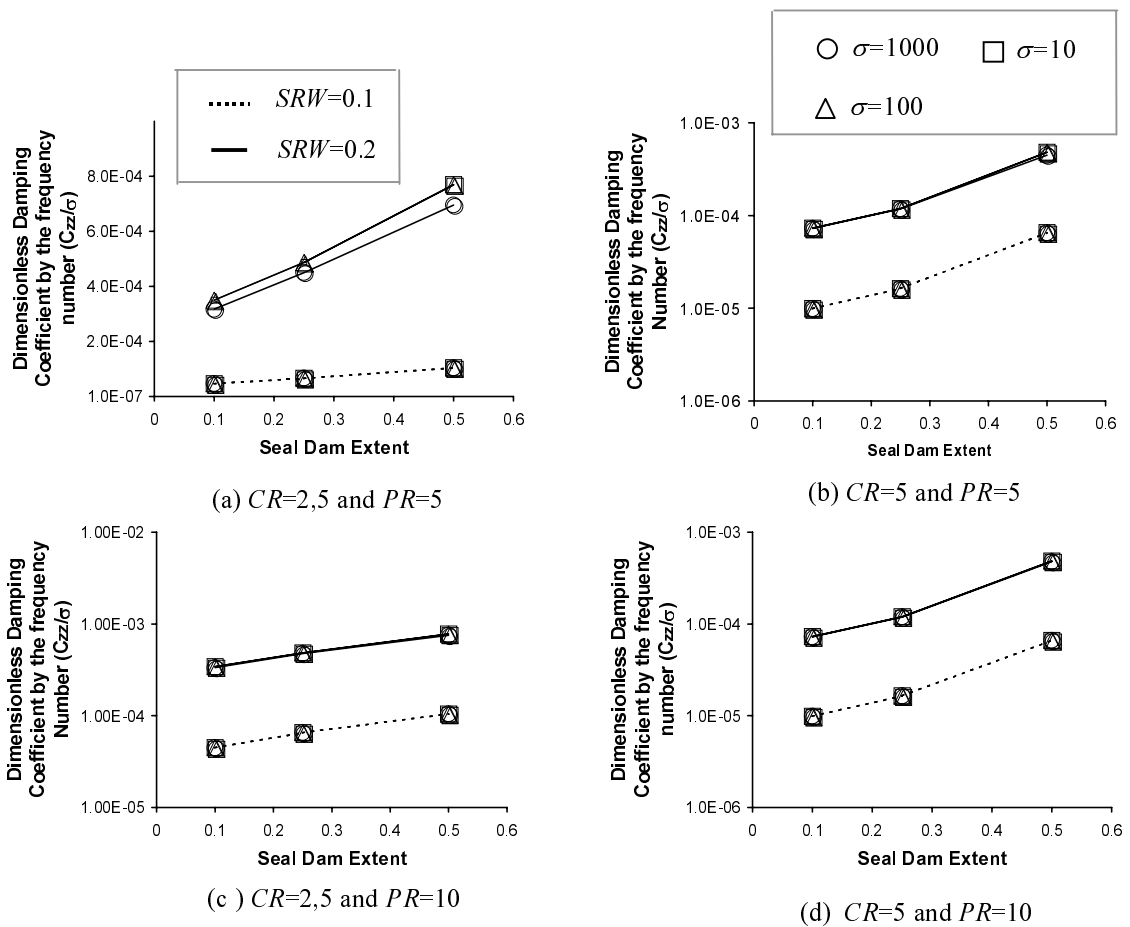


Figure 5. Dimensionless damping coefficient by the frequency number (C_{zz}/σ) versus the seal dam extent at different values of frequency number.

MEDIDAS EXPERIMENTAIS DE TENACIDADE À CLIVAGEM COM CORPOS DE PROVA PEQUENOS NA REGIÃO DE TRANSIÇÃO E OBTENÇÃO DA CURVA MESTRA

Carlos Alexandre de J. Miranda

IPEN-CNEN/SP, Travessa R, 400.

05508-900, S. Paulo, SP, Brasil. E-mail: cmiranda@net.ipen.br

Resumo

Neste trabalho são apresentados os resultados de um programa experimental envolvendo ensaios de 65 corpos de prova de mecânica da fratura com espessura $B < 1T = 25.4$ mm, confeccionados com aço A508 classe 3 nacional, em três geometrias: $\frac{1}{2}T$ CT (corpo de prova compacto), Charpy e SENB (seção transversal de 9mm x 18mm). Os ensaios foram realizados em quatro temperaturas na região de *transição* dúctil-frágil deste material: -106 °C, -100 °C, -90 °C e -75 °C. Foram medidos os valores de tenacidade à clivagem, expressos em termos da Integral J no momento da clivagem (J_c), posteriormente transformados em valores equivalentes do fator intensidade de tensão (K_{Jc}). Todos os corpos de prova tiveram as suas dimensões e tamanhos de trinca inicial e final controladas e comparadas com os valores nominais. A partir dos resultados obtidos calcula-se a temperatura de referência (T_0) do material, a qual permite posicionar a chamada curva mestra que fornece a variação dos valores K_{Jc} (medianos associados a espessura unitária) com a temperatura, na transição.

Palavras-chave: Mecânica da Fratura, Aços Ferríticos, Resultados Experimentais, Transição, Temperatura de Referência.

1. INTRODUÇÃO

A mecânica da fratura procura caracterizar o comportamento dos materiais e estruturas que apresentam um defeito ou trinca. Isto é realizado através de um tratamento quantitativo a partir do relacionamento da resistência à fratura do material do corpo trincado com a sua geometria e carregamento aplicado. A resistência à fratura ou resistência à propagação da trinca é chamada tenacidade do material. A força motriz da trinca (FMT), associada ao carregamento aplicado, é usualmente medida pelos parâmetros Fator Intensidade de Tensão (K) ou Integral J (J). O primeiro se aplica no caso da Mecânica da Fratura Elástica Linear (MFEL) quando a plasticidade na ponta da trinca é inexistente ou muito reduzida. Neste caso quando a FMT (K) iguala um valor crítico (K_c) a fratura ocorre de forma brusca por clivagem: um súbito e instável crescimento da trinca.

Quando a plasticidade ocorre de forma que o Fator Intensidade de Tensão perde a sua validade se passa para o âmbito da Mecânica da Fratura Elasto-Plástica (MFEP) onde se utiliza a Integral J (ou o seu equivalente: CTOD, o deslocamento de abertura da ponta da trinca) como parâmetro para caracterizar o estado de tensões na ponta da trinca. Na MFEP, quando a FMT (J) iguala o valor crítico do material a trinca cresce de forma estável (dúctil)

até que ocorra a instabilidade e a conseqüente ruptura.

Os aços ferríticos apresentam uma típica curva de variação da tenacidade com a temperatura que, em baixas temperaturas apresenta um patamar bem definido onde a tenacidade varia muito pouco e a ruptura de um corpo trincado se dá por clivagem. Em altas temperaturas a curva pode ser vista como tendo um outro patamar onde a ruptura pode ocorrer pelo chamado rasgamento dúctil, ou por colapso plástico (quando, então, a estrutura deixa de ser capaz de desenvolver tensões que equilibrem as cargas externas). Entre estes dois patamares há uma região de *transição*, onde é usual se trabalhar com os dados de tenacidade à fratura, basicamente a Integral J no momento da clivagem, J_c , e é caracterizada por: (1) variabilidade do valor mediano de J_c com a temperatura; (2) possível presença simultânea dos dois mecanismos de ruptura: crescimento dúctil seguido de clivagem; (3) grande espalhamento dos resultados mesmo quando obtidos para uma só geometria, tamanho e temperatura e; (4) corpos de prova (CPs) menores apresentarem um maior espalhamento e valores medianos de J_c maiores do que os valores obtidos com CPs maiores.

O grande espalhamento dos valores medidos na transição impede a obtenção de um valor característico, i. e: um valor único de tenacidade que caracterize o estado de tensões na ponta da trinca. As características da transição tornam necessário o tratamento estatístico dos valores experimentais e tornam difícil a previsão do comportamento à fratura do material na *transição* e, principalmente, a transferência de resultados obtidos com ensaios de CPs padronizados, para as estruturas reais que estejam operando ou venham a operar na *transição*.

Wallin [1991] propôs uma expressão, para caracterizar o comportamento dos valores de tenacidade à clivagem medianos, expressos em termos do fator intensidade de tensões equivalentes (K_{Jc}), associados com CPs de espessura “unitária” ($B=1T$) - a chamada Curva Mestre, cuja forma é fixa e independente do material. Esta expressão é indexada pela chamada temperatura de referência, T_0 , que posiciona a curva no eixo das temperaturas. A norma E1921 [ASTM 1997] apresenta um método para determinar T_0 a partir de um conjunto com, no mínimo, 6 valores K_{Jc} “válidos” obtidos em uma única temperatura.

Neste trabalho são apresentados e discutidos os resultados de um programa experimental [Miranda, 1999] envolvendo ensaios de 65 corpos de prova de mecânica da fratura com espessura $B<1T$, na *transição*. Os corpos de prova foram confeccionados com aço nuclear A508 classe 3 sendo todos usinados em uma mesma orientação. Dois conjuntos de 12 corpos de prova $\frac{1}{2}T$ CT foram ensaiados a -100 °C e a -75 °C. Dois conjuntos de 9 e 8 corpos de prova SENB, com seção de 9 mm x 18 mm, foram ensaiados respectivamente a -106 °C e a -75 °C. Três conjuntos de 6, 10 e 6 corpos de prova Charpy (seção 10 mm x 10 mm) pré-trincados foram ensaiados respectivamente a -106 °C, -90 °C e -75 °C. Em todos os corpos de prova foi realizado um entalhe lateral (“*side grooving*”) correspondente a 20% da espessura nominal. Estes ensaios foram realizados de acordo com a norma ASTM E1921-97 que também foi utilizada na análise dos mesmos. Os valores J_c e K_{Jc} são apresentados e, em particular, é discutida a validade do valor T_0 determinado a partir dos valores K_{Jc} obtidos com corpos de prova pequenos e é estimada a temperatura máxima de ensaio destas geometrias.

2. CONTROLES DIMENSIONAIS DOS CORPOS DE PROVA ENSAIADOS

Nas figuras 1 a 6 são apresentadas as principais dimensões dos corpos de prova ensaiados e confrontadas com os seus valores nominais. Antes dos ensaios os corpos de prova foram pré-trincados para se atingir o valor desejado para a relação a/W . Após os ensaios, para cada corpo de prova, o tamanho da trinca foi medido em 9 posições cujo valor médio é o valor a (tamanho da trinca) a ser considerado para o corpo de prova. Para os corpos de prova Charpy e SENB, com um valor nominal $a/W=0.5$, se obteve, no conjunto, um valor médio $a/W=0.495$ e $a/W=0.527$ respectivamente (W é a largura do corpo de prova). Para os corpos de prova CT

ensaiados, para $a/W=0.60$, nominal, obteve-se um valor médio $a/W=0.63$. Estes valores médios de a/W mostram um bom controle do processo de pré-trincagem dos corpos de prova.

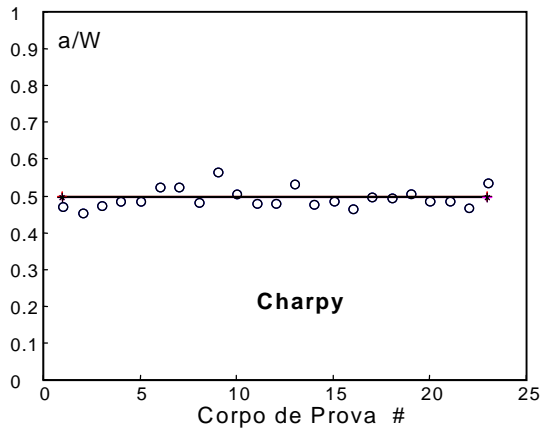


Figura 1. Relação a/W - Charpy

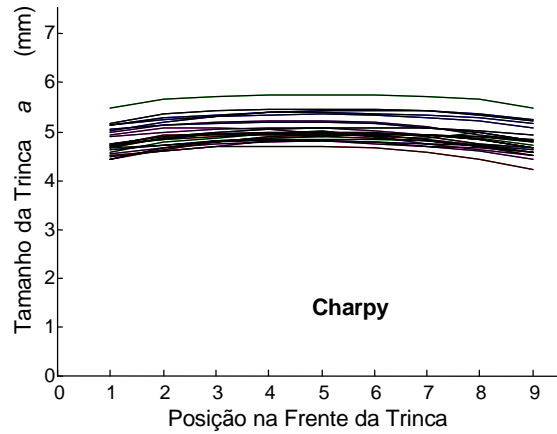


Figura 2. Perfil da frente da trinca - Charpy

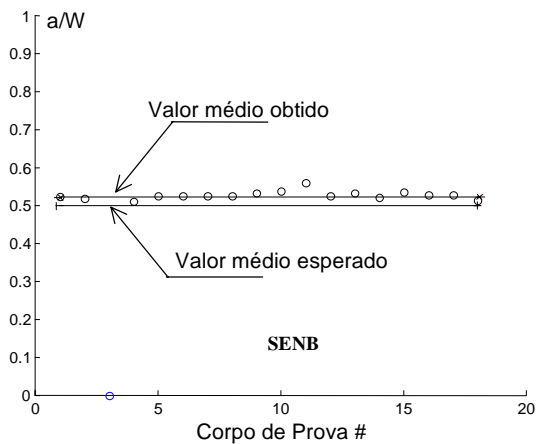


Figura 3. Relação a/W – SENB

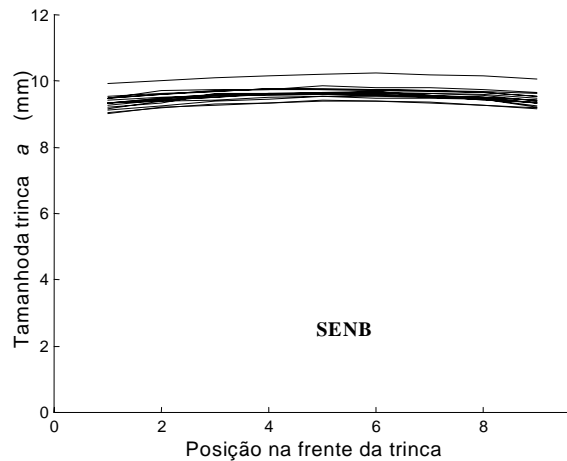


Figura 4. Perfil da frente da trinca – SENB

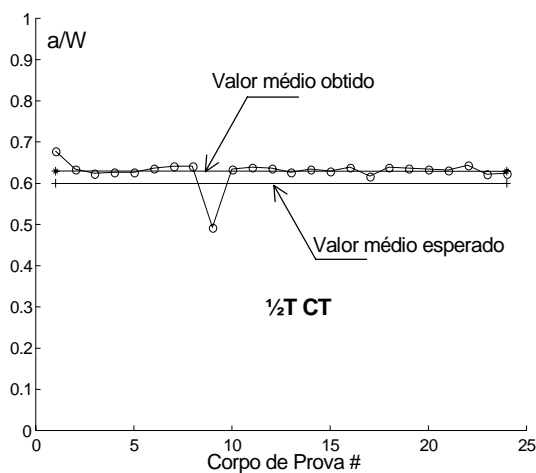


Figura 5. Relação a/W - $1/2T$ CT

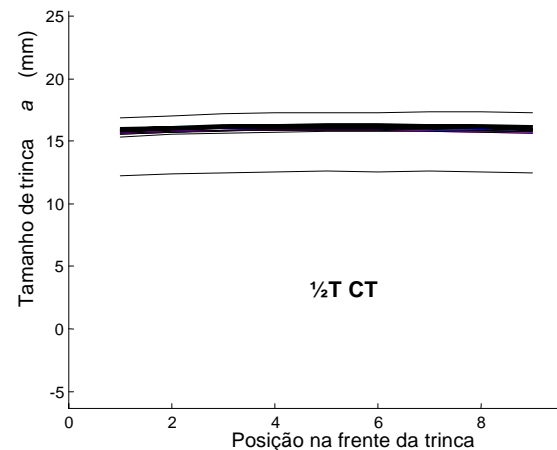


Figura 6. Perfil da frente da trinca – $1/2T$ CT

3. VALORES DE TENACIDADE À CLIVAGEM MEDIDOS

Os registros dos ensaios são do tipo apresentado na figura 7, a partir dos quais é possível calcular o valor da Integral J no momento da clivagem (J_c) que são transformados em valores

K_{Jc} através da eq. (1) sendo E e ν , respectivamente, o módulo de elasticidade e o coeficiente de Poisson do material. A norma ASTM E1921 [1997] adota o estado plano de tensões.

Os valores de tenacidade à clivagem medidos nas diversas temperaturas dos ensaios são apresentados nas tabelas 1 a 3, respectivamente para as geometrias SENB, Charpy e CT, e na figura 8. Para cada corpo de prova são indicados os valores a/W medidos após os ensaios, o número de identificação gravado no corpo de prova, os valores J_c medidos, em kJ/m^2 , e os respectivos valores K_{Jc} equivalentes, em $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$. Os resultados da análise realizada nas superfícies de fratura, destes corpos de prova, através de microscópio eletrônico de varredura, quando se procurou identificar os pontos, chamados elos-mais-fraco, onde se iniciou a clivagem, são apresentados em outro trabalho Miranda [2000a].

O corpo de prova SENB de número 3 teve o ensaio interrompido no início por problemas de fixação do “clip gage” e o respectivo resultado, por esta razão, não é indicado. No caso do corpo de prova Charpy número 23, também houve problemas durante o ensaio, praticamente no final do mesmo. O resultado obtido é indicado mas foi descartado das análises.

$$K = \sqrt{J E'} ; \quad E' = \frac{E}{1 - \nu^2} \quad \text{para estado plano de tensões} \quad (1)$$

$$E' = \frac{E}{1 - \nu^2} \quad \text{para estado plano de deformações}$$

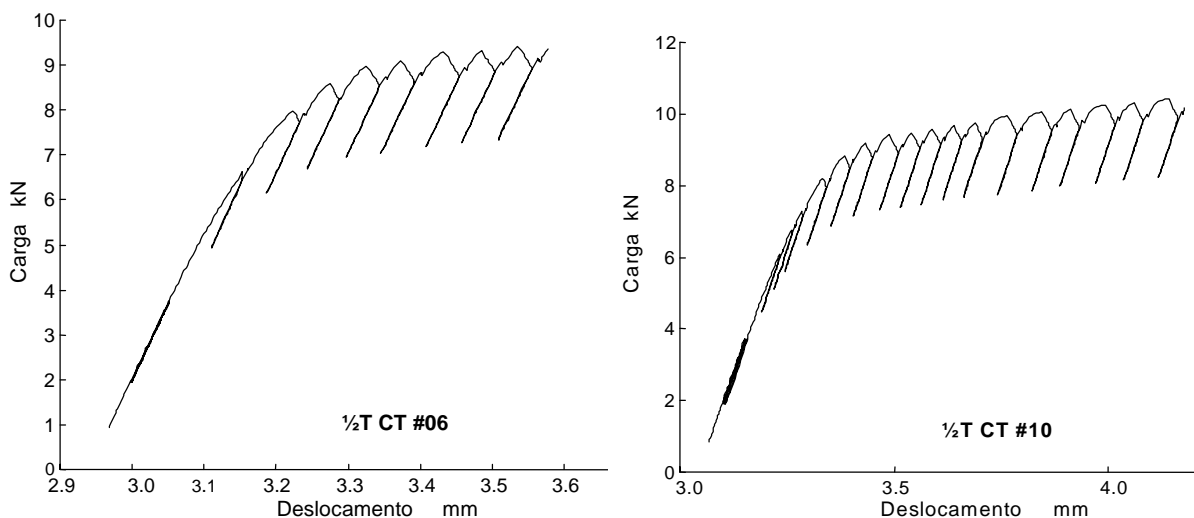


Figura 7. Curvas Carga x Deslocamento dos ensaios de J_c

Tabela 1. Tenacidade à clivagem - Geometria SENB (9mm x 18mm)

T	CP #	a/W	J_c kJ/m^2	K_{Jc} $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$	T	CP #	a/W	J_c kJ/m^2	K_{Jc} $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$
-106 °C	1	0.53	36.7	87.1	-75 °C	2	0.54	236.7	221.3
	6	0.52	26.3	73.7		4	0.56	183.6	194.9
	12	0.52	43.8	95.1		5	0.53	231.7	218.9
	13	0.53	45.4	96.9		7	0.54	196.0	201.4
	14	0.53	42.1	93.4		8	0.52	105.0	147.4
	15	0.53	99.0	143.1		9	0.54	77.6	126.7
	16	0.53	69.0	119.5		10	0.53	188.6	197.5
	18	0.54	33.0	82.6		11	0.53	406.5	290.0
				17		0.52	141.2	170.9	

Tabela 2. Tenacidade à clivagem - Geometria Charpy

T	CP #	a/W	J _c kJ/m ²	K _{Jc} MPa√m	T	CP #	a/W	J _c kJ/m ²	K _{Jc} MPa√m
-75 °C	2	0.45	161.2	182.6	-90 °C	1	0.47	51.6	103.3
	3	0.47	190.3	198.4		5	0.48	45.8	97.4
	6	0.52	78.6	127.5		17	0.49	17.2	59.7
	7	0.52	236.7	221.2		18	0.49	81.7	130.0
	8	0.48	203.4	205.1		19	0.50	58.1	109.6
	9	0.56	202.8	204.8		20	0.48	90.1	136.5
-106 °C	11	0.48	66.6	117.3		4	0.48	73.9	123.6
	12	0.48	61.1	112.4		10	0.50	111.8	152.0
	13	0.53	92.4	138.2		21	0.48	95.5	140.5
	14	0.48	66.9	117.7		22	0.47	141.4	171.0
	15	0.48	67.0	117.7		23	(1)	> 56.4	> 108.0
	16	0.46	32.6	82.1		(1) – Ensaio com problemas (descartado)			

Tabela 3. Tenacidade à clivagem - Geometria ½T CT

T	CP #	a/W	J _c kJ/m ²	K _{Jc} MPa√m	T	CP #	a/W	J _c kJ/m ²	K _{Jc} MPa√m
-100 °C	01	0.64	38.1	88.8	-75 °C	07	0.68	125.5	161.1
	02	0.63	31.8	81.2		08	0.63	120.0	157.5
	03	0.63	42.5	93.7		09	0.63	62.0	113.2
	04	0.64	108.3	149.7		10	0.63	203.9	205.4
	05	0.62	101.6	144.9		11	0.63	95.9	140.8
	06	0.62	46.7	98.3		12	0.64	43.9	95.2
	13	0.63	47.2	98.8		19	0.64	106.5	148.4
	14	0.63	53.5	105.2		20	0.64	52.2	103.9
	15	0.63	30.6	79.6		21	0.49	83.9	131.8
	16	0.64	27.5	75.4		22	0.63	120.4	157.8
	17	0.62	35.6	85.8		23	0.64	121.1	158.3
	18	0.64	100.1	143.9		24	0.64	131.2	164.7

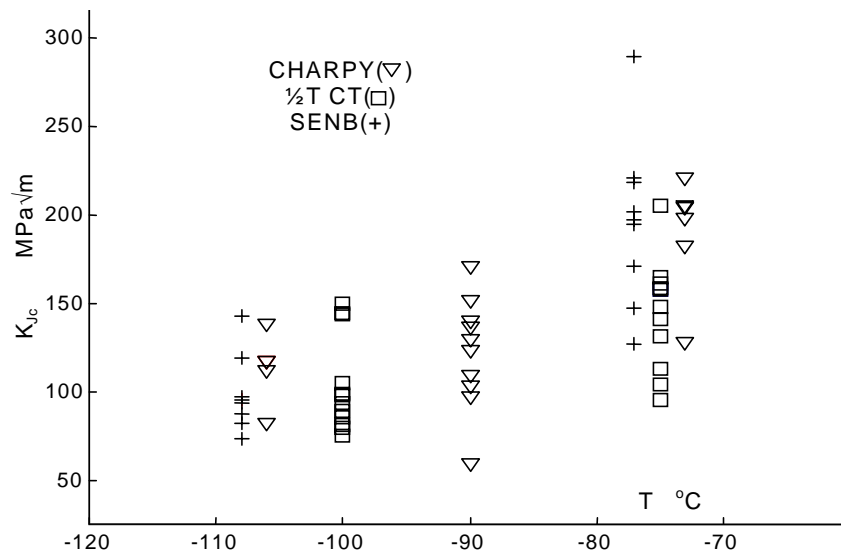


Figura 8. Resultados (valores K_{Jc}) obtidos dos ensaios

3.1 Crescimento de trinca

Não foi observado nenhum crescimento estável de trinca (Δa) nos CPs Charpy ensaiados a $-106\text{ }^{\circ}\text{C}$, e $-90\text{ }^{\circ}\text{C}$. E menos de 0.1 mm ($<0.05b_o$) de crescimento estável de trinca foi observado em alguns CPs ensaiados a $-75\text{ }^{\circ}\text{C}$. Nos CPs SENB ensaiados a $-106\text{ }^{\circ}\text{C}$ não foi observado crescimento de trinca e foi observado $\Delta a < 0.1\text{ mm}$ ($<0.05b_o$) em alguns corpos de prova ensaiados a $-75\text{ }^{\circ}\text{C}$. Não foi observado crescimento de trinca em nenhum dos CPs $\frac{1}{2}\text{T CT}$.

4. TEMPERATURA DE REFERÊNCIA DO MATERIAL ENSAIADO

Através da eq. (1) os valores J_c , obtidos dos ensaios, são transformados em valores K_{Jc} equivalentes que são utilizados na determinação da temperatura de referência (T_o) do material após serem normalizados para uma espessura unitária (B_{1T}) pela eq. (2). Nesta eq., B_{xT} é a espessura dos corpos de prova ensaiados, K_{B1T} é o valor normalizado para $1T$, K_{Bx} é o valor obtido nos ensaios e K_{\min} é um valor limiar do fator intensidade de tensões abaixo do qual a probabilidade de ocorrer fratura por clivagem é nula. A norma ASTM E1921 [1997] adota $K_{\min} = 20\text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$.

$$K_{B1T} = K_{\min} + (K_{Bx} - K_{\min}) \left(\frac{B_{xT}}{B_{1T}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2)$$

A chamada Curva Mestra, eq. (3), proposta por Wallin [1991], representa o comportamento dos valores K_{Jc} medianos, $K_{Jc,med}$, (probabilidade acumulada de fratura de 50%), na região de transição, associados a uma espessura unitária. A temperatura de referência T_o é tal que $K_{Jc,med} = 100\text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ quando $T=T_o$, isto é: quando o ensaio é realizado na temperatura de referência $T = T_o$.

$$K_{Jc,med} = 30 + 70e^{0.019(T-T_o)} \quad (3)$$

A norma ASTM E1921-97 estabelece o procedimento para calcular T_o a partir de um conjunto mínimo de seis valores K_{Jc} “válidos”. No âmbito desta norma são válidos aqueles valores K_{Jc} que sejam iguais ou inferiores ao valor $K_{Jc,limite}$ dado pela eq. (4) onde b_o é o ligamento remanescente ($=W-a$), σ_{ys} é o limite de escoamento do material na temperatura de ensaio. A partir dos trabalhos de Dodds et al. [1995] e Ruggieri et al. [1998] o valor de M foi estabelecido em $M = 30$ de tal forma que seja mínima a discrepância entre o valor de J calculado na ensaio (*far field J*) e o valor teórico existente na ponta da trinca (*near crack tip J*). Esta condição limita severamente a temperatura de ensaio para os corpos de prova pequenos. No âmbito deste trabalho, para obter $K_{Jc,limite}$ foi considerado um único valor de $\sigma_{ys} = 570\text{ MPa}$ para as 4 temperaturas dos ensaios e foi adotado $E = 210\text{ GPa}$.

$$K_{Jc,limite} = \sqrt{\frac{\sigma_{ys} E b_o}{M}} \quad (4)$$

Uma discussão detalhada do procedimento da norma ASTM E1921-97 para determinar o valor de T_o , inclusive para as situações em que existem valores K_{Jc} inválidos, i.e: superiores a $K_{Jc,limite}$ é apresentada em [Miranda, 2000b]. Na tabela 4 são apresentados os valores da temperatura de referência (T_o) do material ensaiado e alguns parâmetros intermediários obtidos no processo de cálculo de T_o .

Tabela 4. Valores de T_o e parâmetros obtidos

Geometria	T (°C)	# de CPs / resultados válidos	Parâmetros da Curva Mestra			T_o médio (°C)
			$K_{Jc,median}^1$ MPa√m	K_o^1 MPa√m	T_o (°C)	
CT	-75	12 / 11	143.3	156.6	-90.7	-92.7
	-100	12 / 12	107.7	116.1	-94.8	
Charpy	-75	6 / 1	183.2	220.8	$[-109.6]^2$	-----
	-90	10 / 8	123.9	133.9	-92.9	-96.1
	-106	6 / 6	110.7	119.4	-99.4	
SENB	-75	9 / 3	197.5	236.0	$[-112.2]^2$	-----
	-106	8 / 8	100.6	108.3	-90.5	-90.5
(Média geral)						-93.1

¹ – antes do ajuste de espessura; [²] – não é um valor válido

5. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Os dois conjuntos com 12 corpos de prova ½T CT cada um, ensaiados a -100 °C e -75 °C, forneceram praticamente o mesmo valor de T_o com cerca de +/- 2 °C em relação ao seu valor médio (-92.7 °C).

A partir do conjunto de 8 corpos de prova SENB ensaiados a -106 °C obteve-se T_o = -90.5 °C. Este valor é muito próximo daquele valor médio obtido com os corpos de prova CT.

O conjunto de CPs Charpy, com 6 resultados, todos válidos, ensaiado a -106 °C forneceu T_o = -99.4 °C. A temperatura de referência obtida com os corpos de prova Charpy ensaiados a -90 °C é -92.9 °C.

A aceitação destes valores, como preconizado pela norma E1921 [ASTM 1997] implica a aceitação implícita de uma faixa de, pelo menos, +/- 10 °C em torno do valor provável da temperatura de referência (de -99.4 °C a -90.5 °C).

A média geral para a temperatura de referência, considerando os 5 conjuntos com pelo menos 6 valores válidos, é -93.1 °C.

Análise fractográfica e confiabilidade no valor de T_o . A determinação do valor T_o é um processo estatístico e a quantidade N de resultados K_{Jc} influi no valor obtido para T_o . Quanto maior for o valor de N maior será a confiabilidade no valor T_o . Esta confiabilidade varia, também com a temperatura de ensaio. Dada a natureza da Curva Mestra, as incertezas na determinação de T_o são maiores na região de baixas temperaturas ($T < T_o$), onde os ensaios com corpos de prova pequenos devem ser realizados – eq. (4). A confiabilidade no valor T_o em função de N e T é discutida em outro trabalho [Miranda 2000c].

Máxima temperatura de ensaio. Para os CPs Charpy tem-se $K_{Jc,limite} \approx 140$ MPa√m. Enquanto todos os valores K_{Jc} obtidos a -106 °C são válidos para determinar T_o , somente 1 valor obtido a -75 °C é válido. No grupo de 10 CPs ensaiados a -90 °C foram obtidos 8

valores válidos. Para os corpos de prova SENB, tem-se $K_{Jc,limite} \approx 190 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$. Assim, enquanto que todos os 8 valores K_{Jc} obtidos a $-106 \text{ }^\circ\text{C}$ são válidos para determinar T_o , somente 3 entre os 9 valores obtidos a $-75 \text{ }^\circ\text{C}$ são válidos e existem, nesta última temperatura, 3 outros valores muito próximos do limite. Corpos de prova $\frac{1}{2}T \text{ CT}$, $K_{Jc,limite} \approx 200 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$: a $-100 \text{ }^\circ\text{C}$ todos os 12 valores K_{Jc} obtidos são válidos e, a $-75 \text{ }^\circ\text{C}$ existem 11 valores válidos para determinar T_o , entre os 12 valores obtidos.

6. CONCLUSÕES

A partir da análise dos resultados, a temperatura de referência do material ensaiado é de $T_o = -93.1 \text{ }^\circ\text{C}$.

Para este material, é possível avaliar a temperatura máxima (T_{max}) em que se pode ensaiar os CPs com as geometrias utilizadas e, ainda assim, obter 6 valores válidos para determinar T_o sem incorrer em um número exagerado de resultados inválidos.

Geometria $\frac{1}{2}T \text{ CT}$ – Devido a natureza exponencial da Curva Mestra, T_{max} não deve estar muito longe da faixa $-70 \text{ }^\circ\text{C}$ a $-65 \text{ }^\circ\text{C}$, i. e.: $(T-T_o)_{max} \approx 25 \text{ }^\circ\text{C}$ sob risco de se ter um grande número de resultados inválidos e, conseqüentemente, necessidade de ensaiar um número ainda maior de corpos de prova.

Geometria (0.4T) Charpy – A $-75 \text{ }^\circ\text{C}$ só houve um resultado válido e a $-90 \text{ }^\circ\text{C}$ oito são válidos em um grupo de 10 resultados. Isto mostra que para esta geometria T_{max} está ligeiramente superior mas em torno de $-90 \text{ }^\circ\text{C}$, i. e.: $(T-T_o)_{max} \approx 0 \text{ }^\circ\text{C}$.

Geometria 0.354T SENB – A $-75 \text{ }^\circ\text{C}$ foram obtidos 3 resultados válidos, isto mostra que é possível obter o número mínimo de resultados válidos exigidos pela norma E1921 [ASTM, 1997], a esta temperatura, pelo aumento, embora não exagerado, do número de CPs ensaiados. Assim esta temperatura parece ser o valor para T_{max} visando determinar T_o com esta geometria ($B = 9 \text{ mm}$, $W = 18 \text{ mm}$), i. e.: $(T-T_o)_{max} \approx 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Considerando a média geral de T_o ($-93.1 \text{ }^\circ\text{C}$), ou o valor médio obtido com os corpos de prova $\frac{1}{2}T \text{ CT}$ ($-92.7 \text{ }^\circ\text{C}$), como temperatura de referência para este material ensaiado, os resultados obtidos com o presente estudo mostram que é possível ter um valor confiável de T_o ensaiando corpos de prova pequenos ($B < 1T$: $\frac{1}{2}T \text{ CT}$, Charpy e 0.354T SENB).

7. REFERÊNCIAS

- ASTM E1921, 1997. *Test Method for Determination of the Reference Temperature, T_o , for Ferritic Steels in the Transition Range*. American Society for Testing and Materials, Philadelphia, PA.
- Dodds Jr., R. H., Ruggieri, C., Anderson, T. L., 1995. *Numerical Modeling of Ductile Tearing Effects on Cleavage Fracture Toughness*. In: *Constraint Effects in Fracture. Theory Second Volume*, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, PA. ASTM STP 1244, p. 100-133.
- Miranda, C. A. J., 1999. *Obtenção da Tensão de Clivagem e Nível de Confiabilidade na Determinação da Temperatura de Referência de Aços Ferríticos na Transição: Abordagem Numérica e Experimental*. Tese de doutorado, Set/1999, IPEN/USP, São Paulo, SP.
- Miranda, C. A. J., 2000a. *Distâncias dos Elos-mais-Fracos até a Ponta da Trinca – Análise Fractográfica*. Trabalho submetido para o XII ENFIR – Encontro Nacional de Física de Reatores e Termohidráulica a ser realizado no Rio de Janeiro/RJ, em Outubro/2000.
- Miranda, C. A. J., 2000b. *A Curva Mestra e o Conceito de Temperatura de Referência Para*

- Ajustar os Valores de Tenacidade à Clivagem na Transição de Aços Ferríticos.* Anais do Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM 2000), 07-11/Agosto, Natal, RN.
- Miranda, C. A. J., 2000c. *Curvas de Confiabilidade na Determinação da Temperatura de Referência de Aços Ferríticos na Transição Dúctil-Frágil.* Anais do Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM 2000), 07-11/Agosto, Natal, RN.
- Ruggieri, C., Dodds Jr., R. H., Wallin, K., 1998. *Constraint Effects on Reference Temperature, T_0 , for Ferritic Steels in the transition Region.* Engineering Fracture Mechanics, v. 60, n. 1, p. 19-36.
- Wallin, K., 1991. *Fracture Toughness Transition Curve Shape for Ferritic Structural Steels.* In: JointT FEEG/ICF International Conference on Fracture of Engineering Materials, Singapore, August 6-8, p. 83-88.

CURVAS DE CONFIABILIDADE NA DETERMINAÇÃO DA TEMPERATURA DE REFERÊNCIA DE AÇOS FERRÍTICOS, NA TRANSIÇÃO DÚCTIL-FRÁGIL

Carlos Alexandre de J. Miranda

IPEN-CNEN/SP, Travessa R, 400.

05508-900, S. Paulo, SP, Brasil. E-mail: cmiranda@net.ipen.br

Resumo

A Temperatura de Referência, T_0 , dos aços ferríticos posiciona a chamada Curva Mestra. Essa descreve a variação dos valores medianos de tenacidade à clivagem destes aços com a temperatura na região de transição onde não é possível definir um tamanho de corpo de prova que forneça um único valor de J_c . Cada ensaio de uma mesma geometria, tamanho de corpo de prova (CP) e temperatura de ensaio, fornece um valor diferente para J_c em uma larga faixa que é ainda maior quando são utilizados corpos de prova com espessura $B < 25.4$ mm. Para obter T_0 a norma ASTM E1921 exige, por exemplo, (a) trabalhar com valores do fator K equivalentes (K_{Jc}) aos valores J_c medidos, (b) normalizar os valores medidos para uma espessura unitária e, principalmente, (c) utilizar pelo menos 6 valores válidos, obtidos em uma mesma temperatura de ensaio. Não há na norma ASTM nenhuma referência do grau de confiabilidade na determinação de T_0 . Dada a natureza da Curva Mestra, os ensaios devem ser realizados na região de baixas temperaturas justamente onde as incertezas são maiores. Neste trabalho se apresenta uma família de curvas, obtida em simulações numéricas com o método Monte Carlo, que fornecem o nível de confiabilidade \mathcal{C} na determinação do parâmetro T_0 em função da quantidade N de valores K_{Jc} disponíveis e da temperatura T de ensaio.

Palavras-chave: Mecânica da Fratura, Transição, Temperatura de Referência, Tratamento Estatístico, Confiabilidade.

1. INTRODUÇÃO

A Curva Mestra, originalmente proposta por Wallin [1991], descreve o comportamento do valor mediano ($K_{Jc,med}$) de um conjunto de valores K_{Jc} associado a espessura unitária é definida pela temperatura de referência, T_0 . A norma ASTM E1921 [1997] estabelece o número mínimo de 6 resultados válidos - valores experimentais de tenacidade à clivagem J_c , expressos em termos do fator intensidade de tensões equivalente, K_{Jc} - para a determinação da temperatura de referência de aços ferríticos, T_0 . A composição química, o tratamento mecânico, o limite de escoamento do material (σ_{ys}), o envelhecimento térmico e/ou a irradiação neutrônica não alteram a forma da curva, apenas a deslocam, isto é, alteram o valor T_0 do material.

Kirk e Lott [1998] mostram que a Curva Mestra ajusta muito bem os valores K_{Jc} obtidos para várias geometrias, de uma variada gama de aços ferríticos, irradiados ou não, em uma larga faixa de temperaturas. Natishan e Kirk [1999] apresentam uma justificativa para a constância da forma da Curva Mestra, baseada nas equações constitutivas dos materiais.

Há situações em que não é possível dispor de todos os resultados necessários a aplicação da norma e ainda assim, se necessita caracterizar o material na transição. Para os casos extremos em que se dispõe de apenas um valor de tenacidade experimental, Landes e Sakalla [1997] sugerem um método alternativo para obter T_o a partir deste único resultado.

Para maiores detalhes a respeito desta norma ASTM E1921 ver [Miranda 1999, Miranda 2000] onde é feito um detalhado estudo da mesma, com exemplos de aplicação, suas recomendações, limites impostos, restrições, etc. Não há nenhuma indicação do nível (grau) de confiabilidade \mathcal{C} no valor de T_o determinado com o número mínimo (6) de valores K_{Jc} exigido pela norma ou no valor de T_o determinado a partir de uma quantidade diferente de resultados experimentais. Também não é possível, por essa norma, estabelecer ‘*a priori*’ o número de CPs que devem ser ensaiados, i. e: o número de resultados válidos que devem ser obtidos em uma dada temperatura, para que se tenha um certo grau de confiabilidade \mathcal{C} no valor de T_o .

Para definir as relações entre o nível de confiabilidade \mathcal{C} no valor de T_o e o número N de valores K_{Jc} “válidos” (número de ensaios), obtidos na temperatura de ensaio T , foram realizadas simulações numéricas utilizando o método Monte Carlo. Estas relações são apresentadas em forma de duas famílias de curvas que fornecem \mathcal{C} em função de N e de T .

2. A CURVA MESTRA

A Curva Mestre é definida pela eq. (1), onde $K_{Jc,med}$ é associado a 50% de probabilidade de fratura. Pela norma E1921/97 são válidos os valores $K_{Jc} \leq K_{Jc,limite}$, eq. (2) onde σ_{ys} , E e b_o são, respectivamente, o limite de escoamento e módulo de elasticidade do material e o ligamento remanescente do corpo de prova. O fator $M = 30$ garante que o nível de plastificação na ponta da trinca seja limitado. A eq. (1) é baseada no princípio do elo-mais-fraco e na distribuição de Weibull de três parâmetros, eq. (3.a) e (3.b), sendo $P_{f,i}$ a probabilidade acumulada de haver fratura por clivagem para um certo $K_{Jc,i}$. K_{min} , m e K_o são fatores de ajuste da distribuição de Weibull. Dois desses parâmetros são fixos: $m = 4$ e $K_{min} = 20 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$.

$$K_{Jc,med} = 30 + 70e^{0.019(T-T_o)} \quad (1)$$

$$K_{Jc,limite} = \sqrt{\frac{\sigma_{ys} E b_o}{M}} \quad (2)$$

$$1 - P_{f,i} = \exp\left(-\left[\frac{K_{Jc,i} - K_{min}}{K_o - K_{min}}\right]^m\right) \quad (3.a) \quad P_{f,i} = \frac{i-0.3}{N+0.4} \quad (3.b)$$

3. METODOLOGIA DA ANÁLISE

De acordo com o método Monte Carlo foram formados 30000 conjuntos com N valores K_{Jc} cada um, associados a uma temperatura de ensaio T , selecionados aleatoriamente a partir de um conjunto infinito - o “universo” de valores possíveis de tenacidade à clivagem. Esse “universo”, por sua vez, além de estar associado a uma temperatura de ensaio T , expressa em termos de $(T-T_o)_u$, ajusta-se perfeitamente a eq. (3). O procedimento da norma ASTM E1921 foi, então, aplicado a cada um desses conjuntos de N valores para obter a sua temperatura de referência T_o , em termos de $(T-T_o)_s$.

Cada conjunto produzirá um valor $(T-T_o)_s$ diferente do valor ‘real’ $(T-T_o)_u$. Os valores $(T-T_o)_s$ associados aos conjuntos formam uma distribuição cuja mediana estará tão próxima

do valor ‘real’ quanto mais os conjuntos forem representativos do “universo” (i. e: do material na temperatura de ensaio). Assume-se como aceitáveis aqueles valores de $(T-T_o)_s$ que estiverem na porção central da distribuição, definida com uma largura de ± 10 °C ($\mathcal{L} = 10$ °C) em torno do valor $(T-T_o)_u$. Para isso, a distribuição foi dividida em três regiões : 1ª região: $(T-T_o)_s - (T-T_o)_u < 10$ °C; 2ª região: $|(T-T_o)_s - (T-T_o)_u| < 10$ °C; 3ª região: $(T-T_o)_s - (T-T_o)_u > 10$ °C. O número relativo de valores $(T-T_o)_s$ na 2ª região ou região central, define a probabilidade de se ter $|(T-T_o)_u - (T-T_o)_s| \leq \mathcal{L} = 10$ °C.

Para os objetivos do presente trabalho, esta probabilidade define o nível de confiabilidade, \mathcal{C} , na determinação de T_o , utilizando N valores de K_{Jc} experimentalmente obtidos. A adoção desta faixa de ± 10 °C, em torno do valor teórico da distribuição, foi escolhida arbitrariamente e traduz um valor implicitamente adotado na norma ASTM E1921.

As análises foram realizadas em quatro etapas considerando 9 valores de $(T-T_o)_u$: $\{-100, -75, -50, -25, 0, 25, 50, 75, 100\}$, em °C, e 12 valores de N: $\{3, 4, 5, 6, 8, 10, 14, 20, 25, 35, 50, 100\}$. Na etapa 1 é obtido o valor $K_{o,u}$ que associa o universo de valores aleatórios com um dado $(T-T_o)_u$. Para obtê-lo foram utilizadas, de forma apropriada, as eq. (1) e (3.a), essa última fazendo $P_f=50\%$ e $K_{Jc}=K_{Jc,med}$. Na etapa 2 é obtido cada conjunto com N valores $K_{Jc,i}$ - para cada valor aleatório de probabilidade $P_{f,i}$ ($0 \leq P_{f,i} \leq 1$), a eq. (3.a) foi aplicada obtendo-se os respectivos valores $K_{Jc,i}$ (usando o valor $K_{o,u}$ da etapa 1). Os valores gerados são associados a espessura unitária, dessa forma nenhuma correção é feita nos mesmos.

Se os corpos de prova ensaiados tiverem espessura B_{xT} diferente da unitária (B_{1T}), deve-se aplicar a eq. (4) para transformar os valores medidos em valores equivalentes associados com a espessura unitária, para calcular T_o .

$$K_{B1T} = K_{\min} + (K_{Bx} - K_{\min}) \left(\frac{B_{xT}}{B_{1T}} \right)^{1/4} \quad (4)$$

Na etapa 3 é realizado o tratamento de cada conjunto gerado utilizando-se a eq. (5.a), para obter o respectivo parâmetro K_o , a eq. (3.a), com $P_f=50\%$ e $K_{Jc}=K_{Jc,med}$, e a eq. (6), que é a eq. (1) escrita na ordem reversa. Assim, para cada conjunto se tem o respectivo valor $(T-T_o)_s$. Na etapa 4 é realizado o tratamento dos resultados - para cada valor de N existem 30000 valores de $(T-T_o)_s$ para definir a respectiva distribuição.

Nas situações reais em que existam valores inválidos, deve-se utilizar a eq. (5.b) onde r é a quantidade de valores válidos.

$$K_o = \left(\frac{\sum_{i=1}^N (K_{Jc,i} - K_{\min})^4}{N - 0.3068} \right)^{1/4} + K_{\min} \quad (5.a) \quad K_o = \left(\frac{\sum_{i=1}^N (K_{Jc,i} - K_{\min})^4}{r - 0.3068} \right)^{1/4} + K_{\min} \quad (5.b)$$

$$T_o = T - \frac{1}{0.019} \ln \left[\frac{K_{Jc,med} - 30}{70} \right] \quad (6)$$

4. RESULTADOS BÁSICOS DAS SIMULAÇÕES NUMÉRICAS

As etapas 2 e 3 foram repetidas 30000 vezes para cada valor de N. As etapas 1, 2, 3 e 4 foram repetidas para cada valor de $(T-T_o)_u$. Assim, para cada valor $(T-T_o)_u$, T_{ou} , e N foram obtidos 30000 valores $(T-T_o)_s$, T_{os} , com os quais foram, por sua vez, obtidas as distribuições dos valores de $(T-T_o)_s$ como aquelas típicas apresentadas nas figuras 1 e 2 para um mesmo $(T-$

$T_{o,u}$ e nas figuras 3 e 4 para um mesmo valor N. As curvas com as contagens relativas em cada uma das suas três regiões foram, então, obtidas. A figura 5 apresenta as curvas "Contagem Relativa (%) versus N" para a região #2.

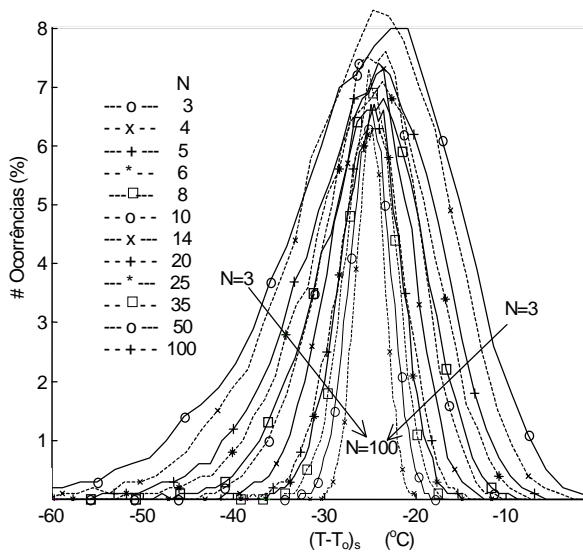


Figura 1. $(T-T_o)_s$ para $(T-T_o)_u = -25\text{ °C}$

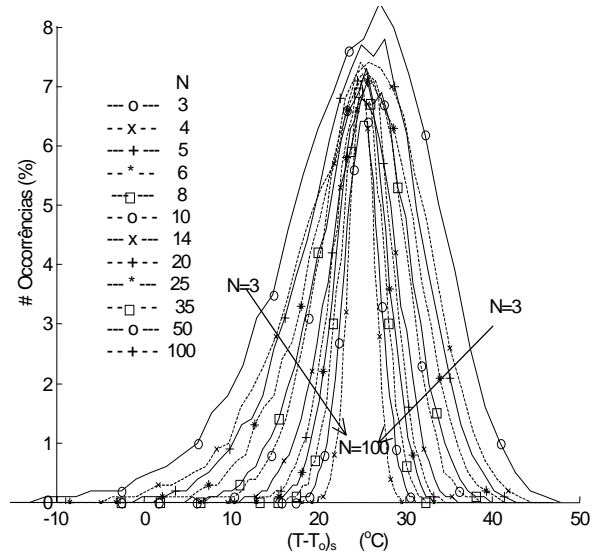


Figura 2. $(T-T_o)_s$ para $(T-T_o)_u = +25\text{ °C}$

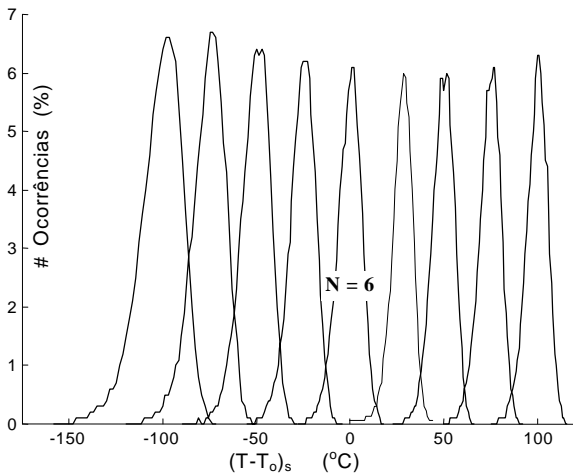


Figura 3. Distribuições de $(T-T_o)_s$ - N = 6

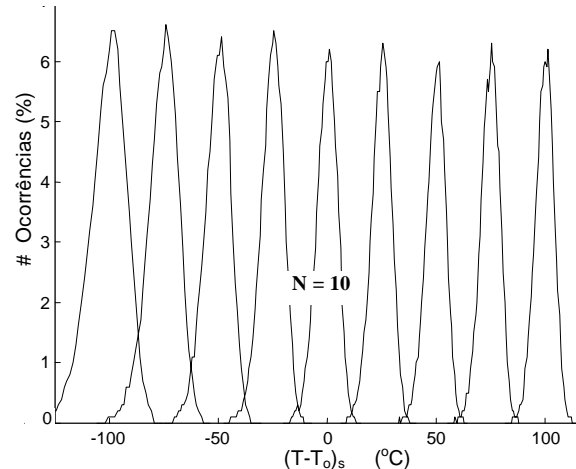


Figura 4. Distribuições de $(T-T_o)_s$ - N = 10

5. CURVAS “MÍNIMO N versus $(T-T_o)_u$ ” E CURVAS “ \mathcal{C} versus $(T-T_o)_u$ ”

A partir das hipóteses feitas e dos resultados apresentados anteriormente, principalmente fig. 5, foi obtida inicialmente uma família de curvas “Mínimo N versus $(T-T_o)_u$ ”, figura 6, associadas aos níveis de confiabilidade $\mathcal{C} = 80\%$, 90% , 95% e 98% . Embora calculado, o nível de confiabilidade $\mathcal{C} = 70\%$ não é apresentado nesta figura, mas foi utilizado na determinação das curvas da figura 7. Com estas curvas é possível definir o número N mínimo de resultados “válidos” (Mínimo N ou MinN) que devem ser obtidos a uma dada temperatura $(T-T_o)_u$, para que se tenha um determinado nível de confiabilidade \mathcal{C} na obtenção de T_o .

Como exemplo de sua aplicação, na fig. 6 pode ser visto que, para se ter $\mathcal{C} = 95\%$ no valor de T_o , quando os ensaios são realizados a $(T-T_o)_u = -25\text{ °C}$, deve-se dispor de pelo menos 11 resultados válidos. Se os ensaios forem realizados a $(T-T_o)_u = 0\text{ °C}$, isto é, na temperatura de referência, serão necessários pelo menos 10 resultados válidos para fornecer o

mesmo valor \mathcal{C} .

Em algumas situações, após os ensaios por exemplo, o número de resultados válidos é conhecido e se deseja ter o nível de confiabilidade \mathcal{C} associado ao valor determinado de T_0 . Para esta situação foram obtidas as curvas " \mathcal{C} versus $(T-T_0)_u$ " apresentadas na figura 7.

6. INFLUÊNCIA DA LARGURA DA REGIÃO 2

Na norma ASTM E1921 [1997] há indicações de que os valores calculados de T_0 devem estar na faixa de ± 10 °C em torno do valor esperado para levar em conta vários fatores como: a incerteza inerente aos testes realizados na região inferior da transição, onde a Curva Mestra, eq. (1), apresenta pouca inclinação; a incerteza quanto a influência do parâmetro $K_{\min} = 20 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$; a incerteza introduzida pela imposição do expoente $m = 4$ da distribuição de Weibull, eq. (3), para conjuntos com poucos valores K_{Jc} . Este expoente tende para 4 a medida que o número de resultados aumenta, porém apresenta grande variabilidade quando o mesmo é calculado utilizando-se conjuntos com poucos valores [Wallin, 1984]

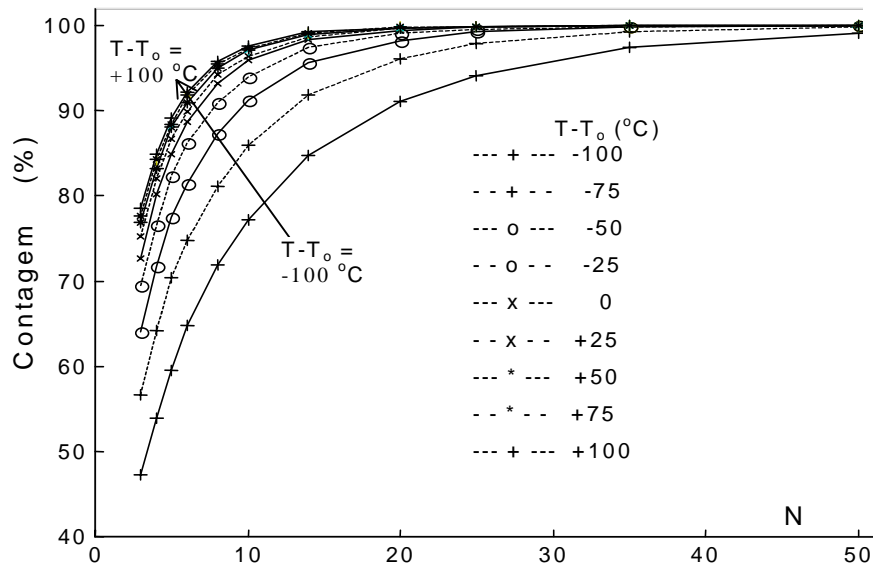


Figura 5. Contagem relativa na região #2

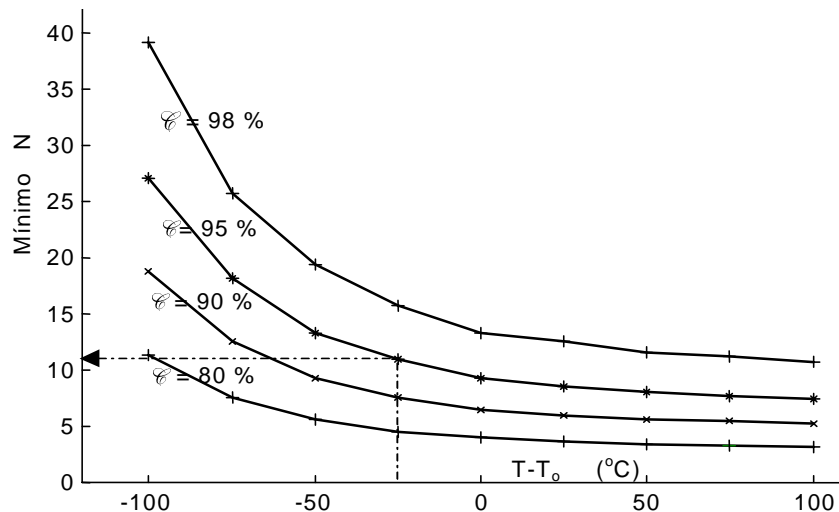


Figura 6. Curvas "Mínimo N x $(T-T_0)_u$ " para um dado \mathcal{C}

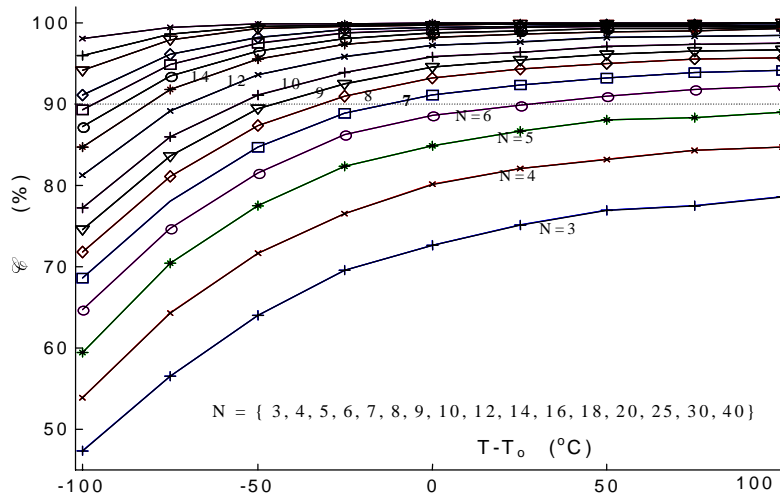


Figura 7. \mathcal{C} (%) para um dado N como função de $(T-T_o)_u$

Nos resultados já obtidos considerou-se \mathcal{C} como a contagem (%) na região #2, com uma largura total $2\mathcal{L} = 20$ °C. Assim, esse valor de largura (\mathcal{L}) define a faixa de valores, centrada em T_{ou} , dentro da qual se admite que estejam os valores $(T-T_o)_s$ relativos aos conjuntos (T_{os}) , para levar em conta o natural espalhamento dos mesmos.

Nesta seção serão apresentados alguns resultados dos 5 casos estudados onde o valor da largura total da mencionada faixa variou de $2\mathcal{L} = 10$ °C até $2\mathcal{L} = 30$ °C:

- caso #1: $2|T_{ou} - T_{os}| = 10$ °C ($\mathcal{L} = 5.0$ °C);
- caso #2: $2|T_{ou} - T_{os}| = 15$ °C ($\mathcal{L} = 7.5$ °C);
- caso #3: $2|T_{ou} - T_{os}| = 20$ °C ($\mathcal{L} = 10.0$ °C);
- caso #4: $2|T_{ou} - T_{os}| = 25$ °C ($\mathcal{L} = 12.5$ °C);
- caso #5: $2|T_{ou} - T_{os}| = 30$ °C ($\mathcal{L} = 15.0$ °C)

O caso 3 corresponde aos resultados já apresentados. As análises seguiram a mesma metodologia já descrita e os resultados obtidos são apresentados apenas na forma das curvas “Mínimo N versus $(T-T_o)_u$ ” nas figura 8.a e 8.b (para o caso #3 ver a figura 6). Para obter as curvas dos casos #4 e #5, foram gerados conjuntos com até 2 valores K_{Jc} . Em particular para o caso #5, figura 8.b, poderiam ter sido adotados conjuntos com apenas 1 valor de K_{Jc} , suficiente para atingir os níveis mais baixos de confiabilidade na determinação de T_o . Nos casos em que foram analisados conjuntos com apenas 2 valores K_{Jc} , utilizou-se 50000 conjuntos para obter as curvas das distribuições de $(T-T_o)_s$.

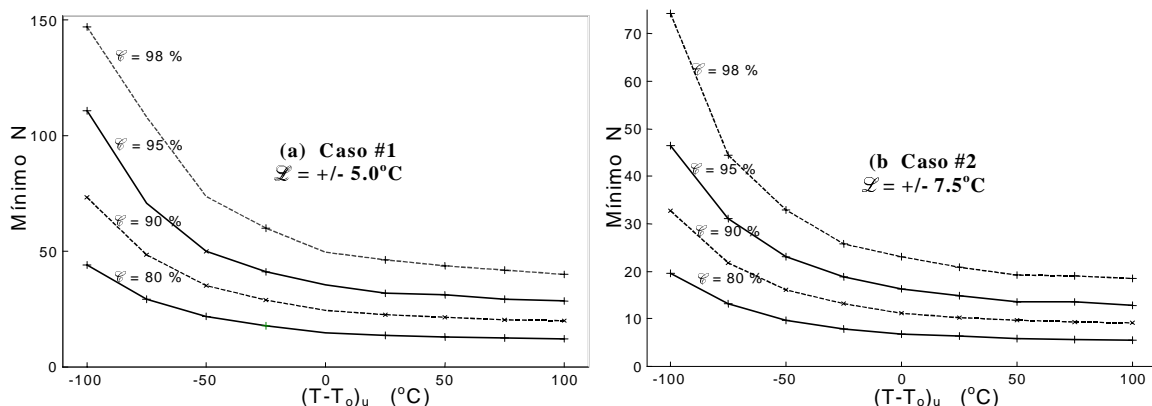


Figura 8.a. Curvas “Mínimo N x $(T-T_o)_u$ ”, Casos #1 e #2

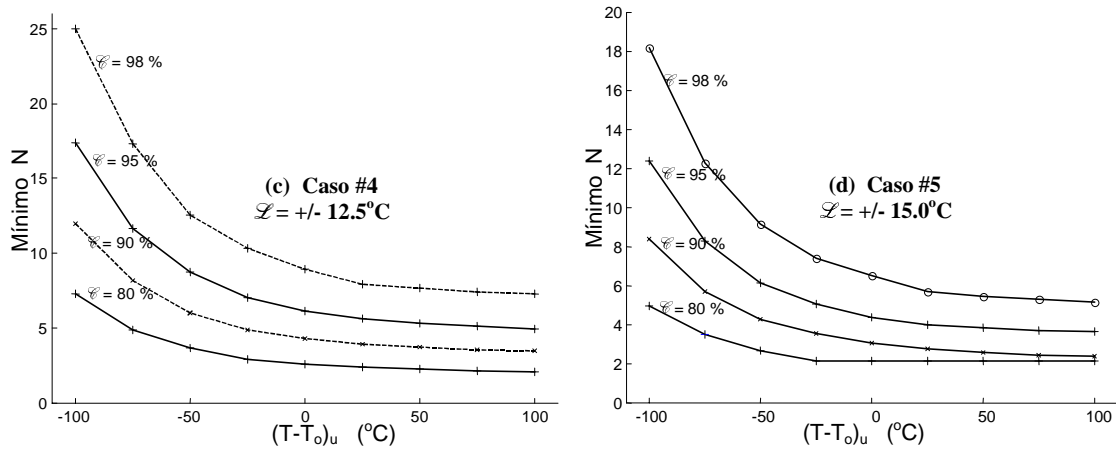


Figura 8.b. Curvas "Mínimo N x (T-T₀)", Casos #4 e #5

A figura 9, obtida considerando a temperatura de ensaio igual a temperatura de referência i. e: $T-T_0 = 0\text{ }^\circ\text{C}$, mostra as curvas "Mínimo N versus \mathcal{L} ", com o valor \mathcal{L} entre $5\text{ }^\circ\text{C}$ e $15\text{ }^\circ\text{C}$, associadas a $\mathcal{C} = 80\%$, 90% , 95% e 98% .

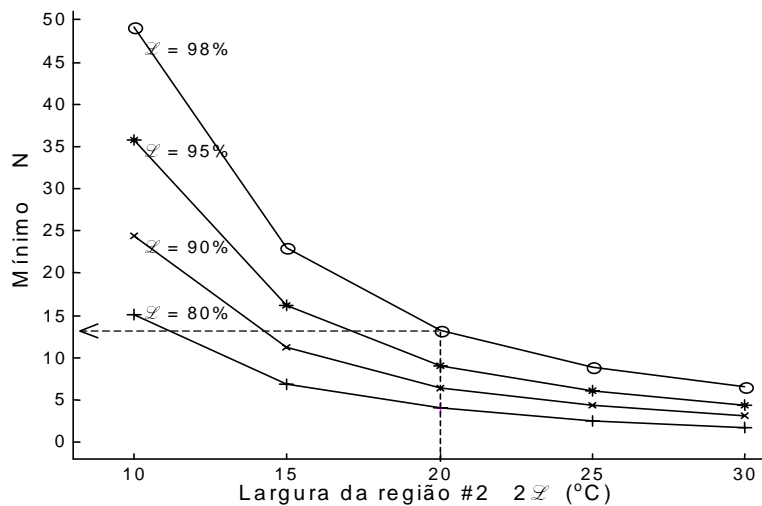


Figura 9. Influência de \mathcal{L} para obter um dado \mathcal{C} – para $(T-T_0)_u = 0\text{ }^\circ\text{C}$

7. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS E CONCLUSÕES

A norma E1921 [ASTM 1997] exige um mínimo de seis "resultados válidos" para a determinação de T_0 embora não haja nenhuma indicação do nível de confiabilidade \mathcal{C} no valor determinado. \mathcal{C} varia com a temperatura T do ensaio e a quantidade N de resultados experimentais válidos disponíveis. Nas análises feitas os conjuntos de valores K_{Jc} , gerados aleatoriamente, são obtidos de "universos" que atendem perfeitamente a distribuição de Weibull de três parâmetros e, quando um dado conjunto apresentava $K_{Jc,med} < 30\text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$, o mesmo era descartado e um novo conjunto era gerado. Esse fato indica que o conjunto de valores gerados está no, ou muito próximo do, patamar inferior e ocorreu em menos de 1% dos conjuntos associados a $(T-T_0)_u = -100\text{ }^\circ\text{C}$ e para cerca de 10 conjuntos associados a $(T-T_0)_u = -75\text{ }^\circ\text{C}$.

Como esperado, as distribuições de $(T-T_o)_s$ mostram que a dispersão dos valores obtidos diminui a medida que aumenta o número de valores K_{Jc} que formam os conjuntos e, menos acentuadamente, a medida que aumenta a temperatura $(T-T_o)_u$. A 3ª região da distribuição de $(T-T_o)_s$ poderia ser considerada na definição do nível de confiabilidade, uma vez que está associada a uma estimativa conservadora da tenacidade à clivagem. Se a região #3 fosse incluída, o número de resultados válidos necessários para fornecer um dado nível de confiabilidade \mathcal{C} , seria reduzido. Essa inclusão faria aumentar \mathcal{C} para aqueles conjuntos com, em média, menos do que 7 (sete) valores K_{Jc} . Essa opção não foi adotada para que as curvas obtidas tivessem algum grau de conservadorismo.

Como as curvas das figuras 6 e 7 mostram, não há grande vantagem em realizar ensaios na região $(T-T_o)_u > 50$ °C, uma vez que as curvas de confiabilidade se tornam quase horizontais. E, como a Curva Mestra não define o fim da transição, existe a possibilidade de que alguns resultados (ou todos) apresentem fratura típica do patamar superior: fratura dúctil ou colapso plástico. Combinando o limite imposto pela eq. (2) com o fato da tenacidade à clivagem crescer exponencialmente com a temperatura, é maior a possibilidade de se obter muitos valores inválidos para determinar T_o . Assim, se desaconselha realizar ensaios na região onde $(T-T_o)_u > 25$ °C. O comportamento das curvas obtidas, na região onde $T < T_o$, fig. 6 e 7, está diretamente associado com o fato da Curva Mestra apresentar pouca inclinação nesta região. Uma pequena variação no valor K_{Jc} medido implica uma forte variação da temperatura T_o associada. Assim, para garantir bons níveis de confiabilidade \mathcal{C} , é recomendável que os ensaios não sejam realizados na região onde $(T-T_o) \leq -25$ °C.

Portanto, em uma primeira análise dos resultados das simulações feitas, a melhor faixa de temperaturas T para a realização de ensaios para determinar T_o é -25 °C $\leq (T-T_o) \leq 25$ °C. Lembrando que para obter a Curva Mestra os valores K_{Jc} são associados a espessura unitária, $B = 1T$, esses limites mudarão de acordo com a geometria ensaiada e o seu tamanho (B).

A partir dos resultados apresentados observa-se que, utilizando-se 6 valores K_{Jc} válidos, se pode ter menos do que 90% de confiabilidade na determinação de T_o quando a temperatura de ensaio (T) é a mesma que a temperatura de referência T_o , i.e: quando $(T-T_o)_u = 0$ °C. Para esse valor de $(T-T_o)_u$ cerca de 12 resultados são necessários para termos 95% de confiabilidade na determinação de T_o . Com apenas 6 resultados, o nível de confiabilidade na determinação de T_o será maior do que 90% somente quando os ensaios forem realizados em temperaturas acima de $(T-T_o)_u = 25$ °C. Isso significa obter valores K_{Jc} maiores e, portanto, maior risco de se ter muitos valores não-válidos.

A região de superposição de duas curvas de distribuições de $(T-T_o)_s$ adjacentes cresce a medida que N diminui e que o valor $(T-T_o)_u$ é menor, conforme indicado nas fig. 3 e 4. Como se sugere que os ensaios não sejam realizados na região em que $(T-T_o)_u < -25$ °C essa superposição não chega a ser um problema para este estudo.

O comportamento das curvas apresentadas está diretamente relacionado com a definição da Curva Mestra. Os resultados obtidos estão diretamente associados com a hipótese de que a confiabilidade \mathcal{C} na determinação de T_o é traduzida pela probabilidade de um valor de T_o estar na região central das distribuições de $(T-T_o)_s$, onde $|(T-T_o)_u - (T-T_o)_s| \leq \mathcal{L} = 10$ °C. Para se obter um mesmo valor de confiabilidade \mathcal{C} no valor determinado para T_o , se a largura desta faixa, \mathcal{L} , for reduzida/aumentada o número de valores K_{Jc} válidos necessários (ou, em outras palavras, o número de corpos de prova a serem ensaiados) aumentará/diminuirá.

Observa-se, como esperado, uma forte influência da largura \mathcal{L} na confiabilidade \mathcal{C} do valor obtido para T_o . Pelos resultados apresentados, fig. 9, e considerando a temperatura de ensaio (T) igual a temperatura de referência (T_o), para $\mathcal{L} = 10$ °C – faixa central com largura total de 20 °C – necessita-se de cerca de 14 valores experimentais para se ter confiabilidade $\mathcal{C} = 98\%$ no valor de T_o .

Para se ter $\mathcal{C} = 95\%$ são necessários, no mínimo, cerca de 10 valores experimentais. Utilizando seis valores experimentais tem-se $\mathcal{C} \approx 90\%$ associado ao valor determinado para T_0 . Considerando apenas seis valores K_{Jc} experimentais “válidos”, para que se tenha entre 95% e 98% de confiabilidade \mathcal{C} no valor T_0 determinado, deve-se admitir uma faixa com 25 °C de largura total ($\mathcal{L} = 12.5$ °C) em torno do valor esperado.

8. REFERÊNCIAS

- ASTM E1921, 1997. *Test Method for Determination of the Reference Temperature, T_0 , for Ferritic Steels in the Transition Range*. American Society for Testing and Materials.
- Kirk, M. T., Lott, R., 1998. *Empirical Validation of the Master Curve for Irradiated and Un-Irradiated Reactor Pressure Vessels*. In: 1998 ASME/JSME Pressure Vessel and Piping Conference, July 27-30, San Diego, CA.
- Landes, J. D.; Sakalla, K. 1997. *Single Specimen Method for Determining the Master Curve in the Transition*. In: Fatigue and Fracture Mechanics, 28th Volume, American Society for Testing and Materials, ASTM STP 1321.
- Miranda, C. A. J., 1999. *Obtenção da Tensão de Clivagem e Nível de Confiabilidade na Determinação da Temperatura de Referência de Aços Ferríticos na Transição: Abordagem Numérica e Experimental*. Tese de doutorado, Set/1999, IPEN/USP, São Paulo, SP.
- Miranda, C. A. J., 2000. *A Curva Mestra e o Conceito de Temperatura de Referência Para Ajustar os Valores de Tenacidade à Clivagem na Transição de Aços Ferríticos*. Anais do Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM 2000), 07-11/Agosto, Natal, RN.
- Natishan, M. E.; Kirk, M. T., 1999. *A Physical Basis for the Master Curve*. In: 1999 ASME Pressure Vessel and Piping Conference, August 1-5, Boston, MA.
- Wallin, K., 1984. *The Scatter in K_{IC} Results*, Engineering Fracture Mechanics. v. 19, p. 1085-1093.
- Wallin, K., 1991. *Fracture Toughness Transition Curve Shape for Ferritic Structural Steels*. In: Joint FEFG/ICF International Conference on Fracture of Engineering Materials, Singapore, August 6-8, p. 83-88.

A CURVA MESTRA E O CONCEITO DE TEMPERATURA DE REFERÊNCIA PARA AJUSTAR OS VALORES DE TENACIDADE À CLIVAGEM NA REGIÃO DE TRANSIÇÃO DOS AÇOS FERRÍTICOS

Carlos Alexandre de J. Miranda

IPEN-CNEN/SP, Travessa R, 400.

05508-900, S. Paulo, SP, Brasil. E-mail: cmiranda@net.ipen.br

Resumo

Na região de transição dos aços ferríticos, praticamente cada ensaio de um mesmo material, geometria e tamanho de corpo de prova e temperatura de ensaio (T), fornece um valor diferente para J_c , dentro de uma larga faixa. Isto ocorre mesmo quando os CPs atendem aos requisitos de tamanho das normas específicas, impostos para garantir a independência dos resultados medidos (J ou K) com o tamanho e a geometria. Para tratar este grande espalhamento dos resultados se torna necessário o tratamento estatístico dos mesmos. Com a chamada Curva Mestre, e a sua Temperatura de Referência – T_o , e com o uso da distribuição estatística de Weibull de três parâmetros, é possível descrever o comportamento dos valores “ K_{Jc} versus T ” medianos na transição. Existe um método, para determinar T_o , baseado em um único conjunto de valores K_{Jc} “válidos”, medidos em uma temperatura T e associados a espessura “unitária”. Neste trabalho se faz uma revisão dos conceitos e princípios básicos desta Curva Mestre, e são, também, apresentados exemplos de aplicação desta Curva Mestre a diversos aços ferríticos mostrando que, com a mesma, os dados se ajustam muito bem na transição.

Palavras-chave: Mecânica da Fratura, Transição, Curva Mestre, Temperatura de Referência, Tratamento Estatístico.

1. INTRODUÇÃO

Nos aços ferríticos a curva de variação da tenacidade com a temperatura apresenta dois patamares. No patamar inferior a fratura ocorre por clivagem e no patamar superior, onde o nível de plastificação é significativo, a fratura ocorre de forma dúctil, precedida pelo crescimento estável da trinca ou por colapso plástico. Entre os dois patamares há a chamada região de transição entre os regimes de fratura frágil e de fratura dúctil onde é comum que a fratura súbita por clivagem ocorra após algum crescimento dúctil da trinca e/ou após uma significativa plastificação na ponta da trinca.

Nesta região é usual medir (e trabalhar com) valores de integral J no momento da clivagem – J_c : a força motriz da trinca, no momento da clivagem, ou tenacidade à clivagem. Em certas situações torna-se vantajoso trabalhar com valores do fator intensidade de tensão K equivalentes aos valores J_c (K_{Jc}).

Na transição, praticamente cada ensaio de um mesmo material, geometria e tamanho de corpo de prova (CP) e temperatura de ensaio (T), fornece um valor diferente para J_c , dentro de uma larga faixa cuja amplitude varia com a temperatura. Isto ocorre mesmo quando os CPs

atendem aos requisitos de tamanho das normas específicas, impostos para garantir a independência dos resultados (J ou K) medidos com o tamanho e a geometria. Desta forma, na transição, não é possível definir um parâmetro único que caracterize, de forma unívoca, o estado de tensões na ponta da trinca.

A razão deste grande espalhamento é uma combinação de fatores tais como: influência do evento disparador da clivagem (na região de transição predomina o elo-mais-fraco), distribuição de imperfeições e/ou impurezas na matriz do material ensaiado (o que determina o tratamento estatístico), influência da geometria e tamanho do corpo de prova (traduzida pelo nível de restrição à plasticidade na ponta da trinca), etc. A faixa de valores J_c medidos é ainda maior no caso de se utilizar corpos de prova pequenos ($B < 1T$) que apresentam, também, valores J_c médios maiores do que os valores médios obtidos com CPs grandes. Isto causa uma dificuldade adicional para a utilização destes CPs, principalmente Charpy pré-trincados.

Neste trabalho se descreve o procedimento, norma E1921 [ASTM 1997], para obtenção da temperatura de referência (T_o) que define a Curva Mestre que ajusta os valores K_{Jc} medianos, associados a espessuras unitárias, na região de transição entre os regimes de fratura frágil e de fratura dúctil dos aços ferríticos. O cálculo de T_o é aplicado para diversos conjuntos de valores de K_{Jc} obtidos a partir de vários materiais ensaiados em várias temperaturas, na transição, com várias geometrias e tamanhos de corpos de prova, inclusive corpos de prova pequenos.

Através dos exemplos é mostrado que a Curva Mestre, com o seu conceito de temperatura de referência, ajusta muito bem os dados na região de transição, podendo ser uma ferramenta importante para caracterizar o comportamento à fratura de um material de uma estrutura ou equipamento quando, por algum motivo (ou imposição de norma de projeto) o mesmo tiver que ser analisado nesta região.

2. TRATAMENTO ESTATÍSTICO – DISTRIBUIÇÃO DE WEIBULL

Valores de K (K_{Jc}), equivalentes a J (J_c), podem ser obtidos através da eq. (1) onde $E' = E$ para estado plano de tensões e $E' = E/(1-\nu^2)$ para estado plano de deformações, sendo E o módulo de elasticidade e ν o coeficiente de Poisson do material.

Entre as diversas distribuições disponíveis a que se mostrou mais adequada para tratar os dados (J_c ou K_{Jc}), medidos na transição, foi a distribuição estatística de Weibull cuja formulação original, de 2 parâmetros que devem ser obtidos por ajuste, é baseada no princípio de que uma corrente se rompe sempre no seu elo mais fraco e que quanto maior a corrente maior será a probabilidade de se ter um elo-mais-fraco.

A distribuição original apresentava alguns inconvenientes e foi adaptada várias vezes. A versão atualmente adotada, utilizando valores K_{Jc} , é a chamada distribuição de Weibull modificada de 3 parâmetros, eq. (2.a) onde $P_{f,i}$ é a probabilidade acumulada de ocorrer fratura por clivagem para um valor K igual ou inferior a $K_{Jc,i}$.

Para $P_{f,i}$ é usual adotar a eq. (2.b). K_{min} é um valor limiar do fator intensidade de tensão abaixo do qual a probabilidade de ocorrer fratura por clivagem é nula (ou desprezível) e K_o é um fator de ajuste associado a 63% de probabilidade de fratura. N é a quantidade disponível de valores K_{Jc} a serem ajustados pela expressão (2.a) e i é a posição ou ordem de um dado valor $K_{Jc,i}$ no conjunto de valores obtidos nos ensaios, após os mesmos serem ordenados crescentemente. Esta é a distribuição adotada pela norma ASTM E1921 no tratamento dos dados na transição, como será visto em detalhes mais adiante.

$$K = \sqrt{J E'} \quad (1)$$

$$1 - P_{f,i} = \exp\left(-\left[\frac{K_{Jc,i} - K_{\min}}{K_o - K_{\min}}\right]^m\right) \quad (2.a) \quad P_{f,i} = \frac{i - 0.3}{N + 0.4} \quad (2.b)$$

Em princípio os três parâmetros (m , K_{\min} e K_o) deveriam ser obtidos por um processo de ajuste simultâneo. Foi mostrado por Wallin [1984, 1985], por meio de um modelo estatístico microestrutural, e com uma análise envolvendo um grande número de conjuntos de dados experimentais, que o expoente m tende para o valor constante 4 a medida que o número de resultados experimentais aumenta. Wallin [1984] também mostrou, por meio de simulações numéricas, que o parâmetro K_{\min} deveria estar entre 10 e 20 MPa√m. Em trabalho posterior Wallin [1993] sugere que seja adotado o valor $K_{\min} = 20$ MPa√m.

Adotando-se, como indicado na norma ASTM E1921 [1997], $K_{\min} = 20$ MPa√m (independente da temperatura de ensaio e do material) e $m = 4$, o parâmetro K_o é o único que resta na eq. (2.a) para ser determinado por um processo de ajuste. Em princípio este parâmetro pode ser determinado por qualquer método que seja conveniente. A norma E1921 adota a expressão (3) oriunda do “*maximum likelihood method*”, onde r é a quantidade de valores K_{Jc} válidos.

São válidos aqueles valores K_{Jc} que sejam inferiores ao valor $K_{Jc,limite}$ dado pela eq. (4) onde $b_o (=W-a)$ é o ligamento remanescente do corpo de prova, σ_{ys} é o limite de escoamento do material na temperatura de ensaio e $M = 30$. O valor de M foi estabelecido de tal forma que não seja grande a discrepância entre o valor de J calculado na ensaio (“*far field J*”) e o valor teórico existente na ponta da trinca (“*near crack-tip J*”). Esta condição limita severamente a temperatura de ensaio para os corpos de prova pequenos. A norma ainda tem outros critérios para definir a validade de um ensaio, entre os quais: o crescimento dúctil da trinca deve ser inferior a 5% do ligamento remanescente (b_o) e, o tamanho inicial da trinca, a , deve ser tal que $0.45 < a/W < 0.55$, onde W é a largura do corpo de prova.

$$K_o = \left(\frac{\sum_{i=1}^N (K_{Jc,i} - K_{\min})^m}{r - 0.3068} \right)^{\frac{1}{m}} + K_{\min} \quad (3)$$

$$K_{Jc,limite} = \sqrt{\frac{\sigma_{ys} E b_o}{M}} \quad (4)$$

Uma vez que o valor K_o seja conhecido, e utilizando a eq. (2.a) com $P_f = 0.5$, isto é: 50% de probabilidade de fratura, o valor mediano da distribuição de tenacidade à clivagem em uma dada temperatura, $K_{Jc,med}$, pode ser obtido – eq. (5). Plotando os valores K_{Jc} em um gráfico $\ln(\ln(1-P_f)) \times \ln(K_{Jc}-K_{\min})$ tem-se uma reta de inclinação m , fig. 1, que é chamado gráfico de Weibull. O expoente m , portanto, está associado com o espalhamento dos dados: para m grande (pequeno) tem-se um pequeno (grande) espalhamento.

$$K_{Jc,med} = (K_o - K_{\min}) * 0.9124 + K_{\min} \quad (5)$$

3. CURVA MESTRA

Wallin [1991] propôs uma expressão (Curva Mestra), eq. (6.a), para descrever o

comportamento mediano dos valores K_{Jc} ($K_{Jc,med}$) dos aços ferríticos ensaiados na transição, e associados a um valor “unitário” de espessura ($B=1T=25.4\text{mm}$), em função de um único parâmetro: a temperatura de referência (T_o), definida de modo que $K_{Jc,med} = 100 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ quando $T=T_o$, isto é, quando o ensaio é realizado na temperatura de referência. A forma desta Curva Mestra é fixa e independentemente da geometria, tamanho do corpo de prova ensaiado, da composição química, do tratamento mecânico do material e tensão de escoamento do material. A mesma também não é afetada pelo envelhecimento térmico nem pelo nível de irradiação neutrônica sofrido pelo material. Estes efeitos não alteram a forma da curva, apenas a deslocam (i. e: mudam o valor de T_o).

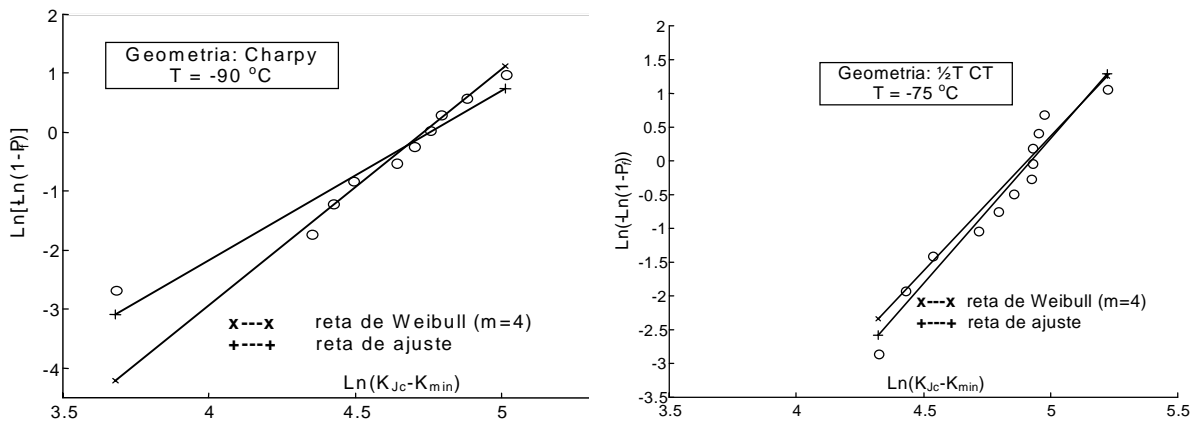


Figura 1. Gráficos de Weibull, aço “CAJM” A508c13

Este parâmetro T_o está sendo adotado pela ASME como alternativa ao parâmetro RT_{NDT} [Kirk et al., 1999] para indexar os valores K_{Jc} utilizados no projeto de reatores nucleares, como consequência da robustez da sua formulação, comprovada em diversos trabalhos [Kirk e Lott, 1998, Natishan e Kirk, 1999].

$$K_{Jc,med} = 30 + 70e^{0.019(T-T_o)} \quad (6.a) \quad T_o = T - \frac{1}{0.019} \ln \left[\frac{K_{Jc,med} - 30}{70} \right] \quad (6.b)$$

4. PROCEDIMENTO PARA CALCULAR T_o SEGUNDO A NORMA ASTM E1921-97

A norma ASTM E1921-97 [1997] estabelece o procedimento para calcular T_o a partir de N valores K_{Jc} obtidos **em uma mesma temperatura** T , e supondo que existam pelo menos 6 valores válidos associados a espessura “unitária”.

A determinação de T_o é feita do seguinte modo: inicialmente se aplica a eq. (3) para se obter o parâmetro K_o . Em seguida, se aplica a eq. (4) para obter o valor mediano ($K_{Jc,med}$) da distribuição dos N valores K_{Jc} . Com a determinação de $K_{Jc,med}$, para uma temperatura T , tem-se o valor da temperatura de referência T_o a partir da eq. (6.b) que é a eq. (6.a) escrita em ordem reversa. Assim, todo o comportamento mediano da tenacidade à clivagem ($K_{Jc,med}$) com a temperatura passa a ser conhecido. Note-se, entretanto, que a Curva Mestra não define o fim da transição e que não é possível tratar os conjuntos que apresentem $K_{Jc,med} \leq 30 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$.

4.1 Tratamento de valores K_{Jc} oriundos de corpos de prova com $B \neq 1T$.

O tratamento estatístico dos dados na transição, bem como a própria Curva Mestra, é

baseado no princípio do elo-mais-fraco. O nível de restrição à plasticidade, entendido como restrição à deformação plástica (“*constraint*”), ou simplesmente *restrição*, existente na ponta da trinca, também contribui para o grande espalhamento dos resultados na transição. Entretanto, resultados experimentais e modelos metalúrgicos mostram que há um efeito absoluto da espessura nos valores de tenacidade à clivagem medidos que não está relacionado com o nível de *restrição* existente na geometria ensaiada mas sim com o princípio do elo-mais-fraco.

Este efeito foi quantificado por Wallin [1984, 1985] através da eq. (7), considerando uma distribuição aleatória de defeitos microestruturais e de variações metalúrgicas no material à frente de uma trinca. Esta eq. serve para uniformizar, para uma mesma espessura (B_{1T}), os valores de tenacidade à clivagem, expressos em termos do fator K ($K_{B_{xT}}$), obtidos com corpos de prova de outra espessura (B_{xT}). Está implícito que a falha ocorre por clivagem sem crescimento dúctil da trinca. Esta expressão, baseada no princípio do elo-mais-fraco, é adotada pela norma ASTM E1921-97 para corrigir os valores K_{Jc} obtidos com corpos de prova que tenham espessura diferente de 1T, antes de aplicar o procedimento para calcular T_o .

$$K_{B_{1T}} = K_{\min} + (K_{B_{xT}} - K_{\min}) \left(\frac{B_{xT}}{B_{1T}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (7)$$

4.2 Espalhamento dos Dados.

Utilizando-se expressões semelhantes a aquela da Curva Mestre mediana ($P_f = 50\%$) é possível obter os valores dos coeficientes necessários para definir curvas-limite ‘mínimas’ (“*lower bounds*”) associadas a 1%, 2%, 3%, 4%, 5%, e ‘máximas’ (“*upper bounds*”) associadas a 95%, 96%, 97%, 98%, 99% de probabilidade de fratura [ASTM, 1997]. Como exemplo são apresentadas as curvas associadas a 5%, $K_{Jc(0,05)}$, e a 95%, $K_{Jc(0,95)}$, de probabilidade de fratura, eq. (8.a) e (8.b). Com a adoção destas curvas-limite é possível estabelecer uma faixa de espalhamento dos dados (tenacidade à clivagem) em cada temperatura, associada a um valor de probabilidade de fratura previamente escolhida.

$$K_{Jc(0,95)} = 34.6 + 1022 e^{0.019(T-T_o)} \quad (8.a)$$

$$K_{Jc(0,05)} = 25.4 + 37.8 e^{0.019(T-T_o)} \quad (8.b)$$

5. EXEMPLO DE CÁLCULO DE T_o PELA NORMA ASTM E1921-97

Valores de T_o foram obtidos para vários conjuntos, totalizando mais de 400 valores de tenacidade à clivagem, associados a vários materiais, geometrias, tamanhos e temperaturas. Incluindo os valores apresentados em [Miranda, 2000], medidos no âmbito do programa experimental desenvolvido para uma pesquisa [Miranda, 1999] com o aço nuclear nacional A508 classe 3 identificado como “CAJM” A508cl3. Na tabela 1 tem-se algumas informações dos materiais e respectivos conjuntos de valores de tenacidade à clivagem, apresentados nas figuras 2 e 3, e como identificá-los. Na figura 4 os valores K_{Jc} são apresentados juntamente com a Curva Mestre e as curvas associadas a $P_f = 5\%$ e a $P_f = 95\%$.

As principais informações como quantidades de resultados válidos, além de parâmetros intermediários para se chegar nos valores de T_o associados ao material “CAJM” A508cl3, são apresentados em outro trabalho [Miranda, 2000].

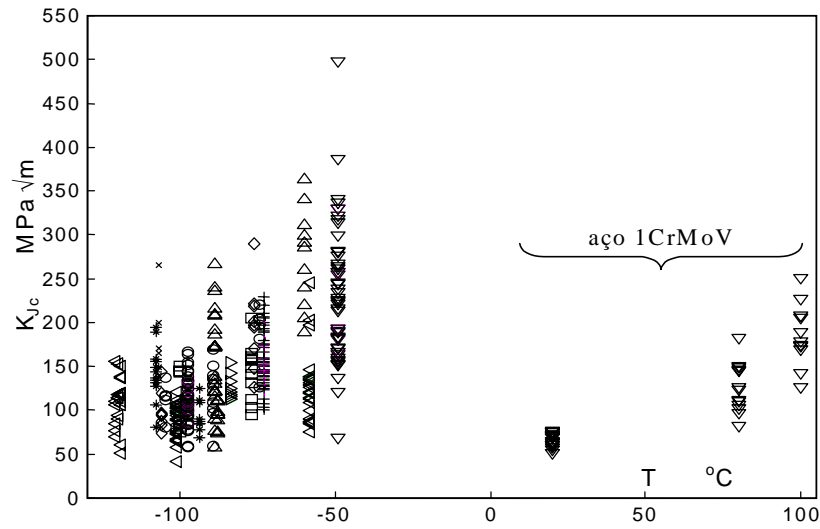


Figura 2. Resultados Brutos (Não Ajustados Para 1T) Inclui o Aço 1CrMoV

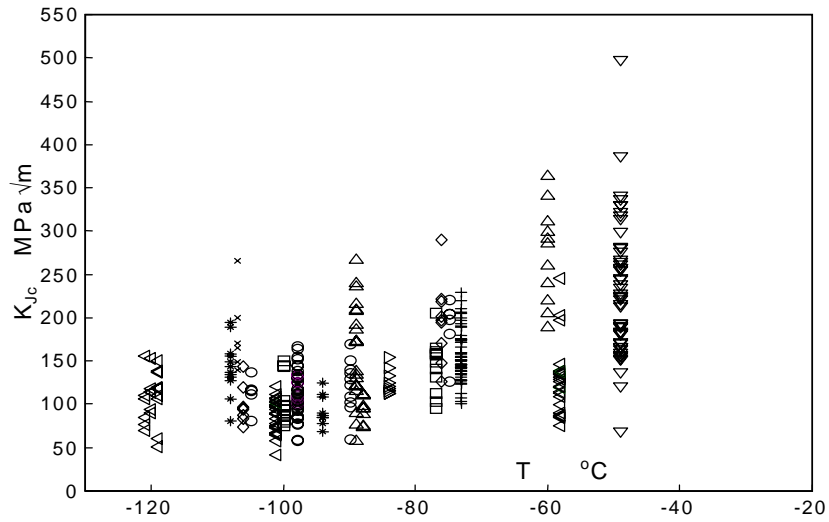


Figura 3. Resultados Brutos (Não Ajustados Para 1T) NÃO Inclui o Aço 1CrMoV

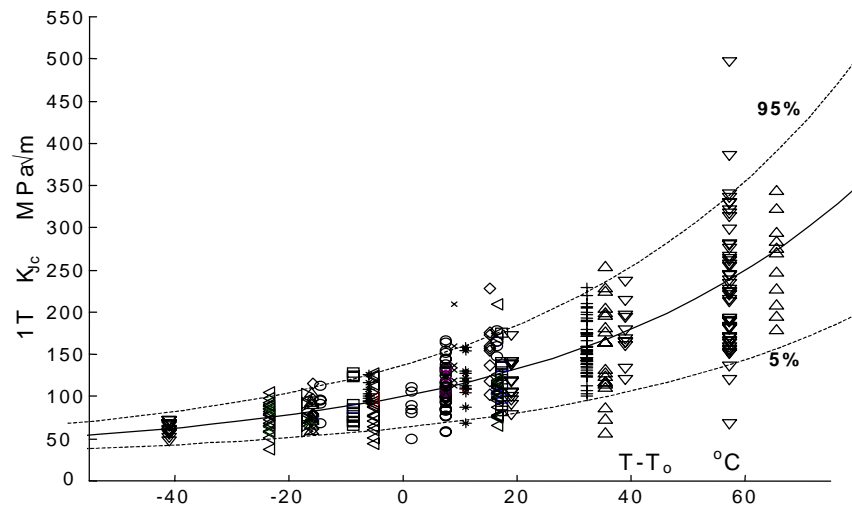


Figura 4. Resultados (Ajustados Para 1T) e Curva Mestra com Limites 5% e 95%

Tabela 1. Identificação dos materiais incluídos nas figuras 2, 3 e 4.

Origem	T (°C)	Quantidades	Símbolo	Geometria
“CAJM” A508cl3	-75 / -100	12 / 12		½T CT
	-75 / -106	9 / 8	◇	0.394T SENB
	-75 / -90 / -106	6 / 10 / 6	O	Charpy
JSPS/MPC A508 cl3	-50	50	▽	1T CT
	-75	55	+	
	-100	50	O	
[Ito, 1998] (ver tabela 3)	-85	9	*	Charpy
	-95	9	▷	Charpy
	-95	9	△	0.4T CT
A508 cl3	-106	6	x	0.394T SENB
	-106 / -120	12 / 22	* ◁	Charpy
1CrMoV	20 / 80 / 100	16 / 13 / 11	▽	CT (B=20mm)
20MnMoNi55	-60 / -90	11 / 16	△	CT
A470 NiCrV	-60 / -100	27 / 28	◁	½T CT

6. CÁLCULO DE T₀ MULTI-TEMPERATURA - EXEMPLOS

Kirk et al. [1999], citando trabalho de Wallin [1995], apresentam a eq. (9) para a determinação de T₀, a partir de valores K_{Jc} **obtidos em diversas temperaturas** e convertidos para espessura “unitária”, que deve ser resolvida de forma iterativa.

Nesta eq. (9), T_i é a temperatura de teste associada a K_{Jc,i}, a = 31 MPa√m, b = 77 MPa√m e c = 0,019 °C⁻¹. K_{Jc,i} é o menor entre o *i*-ésimo valor K_{Jc} medido e o valor K_{Jc,limite}. δ_i = 1 se K_{Jc,i} é “válido” e δ_i = 0 em caso contrário. Esta metodologia, utilizando resultados obtidos em diversas temperaturas para calcular T₀ ainda não faz parte da norma E1921 [ASTM 1997]. Adotando-se esta eq. não há perdas porque todos os valores K_{Jc} são utilizados no cálculo de T₀ independente da quantidade disponível em cada temperatura.

Em coerência com a norma ASTM E1921 [1997], sugere-se que haja o número mínimo de 6 valores experimentais válidos.

Utilizando-se os valores K_{Jc} apresentados por Miranda [1999] e os os valores K_{Jc} indicados na tabela 2 [Ito, 1998] onde as geometrias ensaiadas têm a/W = 0.5, na tabela 3 são apresentados dois exemplos de cálculo de T₀ a partir de valores (K_{Jc}) obtidos em diversas temperaturas.

$$\sum_{i=1}^N \frac{\delta_i \cdot \exp[c(T_i - T_0)]}{a - K_{\min} + b \cdot \exp[c(T_i - T_0)]} - \sum_{i=1}^N \frac{(K_{Jc,i} - K_{\min})^4 \cdot \exp[c(T_i - T_0)]}{\{a - K_{\min} + b \cdot \exp[c(T_i - T_0)]\}^5} = 0 \quad (9)$$

Tabela 2. Valores de K_{Jc} [Ito, 1998]

Geometria	T (°C)	K _{Jc} (MPa√m)
Charpy	-85	112.7, 117.8, 154.3, 121.4, 132.2, 124.8, 115.6, 141.8, 112.7
Charpy	-95	90.0, 84.5, 111.8, 84.6, 124.8, 108.8, 68.5, 87.5, 78.3
0.4T CT	-90	73.8, 74.5, 111.5, 88.5, 97.8, 95.9, 109.8, 95.8, 111.5

Tabela 3. T_o (em °C) Multi-Temperatura

Material	Geometria	T (°C)	# de valores K _{Jc}	T _o E1921/97	T _o Multi- Temperatura
			total / inválidos		
“CAJM” A508 classe 3	½T CT	-75	12 / 1	-90.7	-89.7
		-100	12 / 0	-94.8	-94.4
		2 conjuntos	24 / 0	-92.7 ¹	-92.0
	Charpy	-75	6 / 5	[-109.6]	[-129.7]
		-90	10 / 2	-92.9	-91.2
		-106	6 / 0	-99.6	-98.8
		3 conjuntos	22 / 7	-96.1 ¹	-100.9
	SENB	-75	9 / 6	[-112.2]	[-107.5]
		-106	8 / 0	-90.5	-90.0
		2 conjuntos	17 / 6	-90.5	-101.6
Todas	Todas (7)	63 / 14	-93.1	-98.0	
[Ito, 1998] tabela 3	Charpy	-95	9 / 0	-74.7	-74.6
	Charpy	-85	9 / 3	-86.6	-84.4
	0.4T CT	-90	9 / 0	-69.5	-69.6
	-----	3 conjuntos	27 / 3	-76.9 ¹	-77.0

¹ – valor médio

7. DISCUSSÃO E CONCLUSÕES

O princípio da Curva Mestra é baseado em 3 premissas básicas: (1) os efeitos de tamanho são devidos ao princípio do elo-mais-fraco (serve para normalizar os valores de tenacidade à clivagem para uma espessura “de referência” ou unitária). (2) a distribuição de Weibull, com o expoente $m = 4$, serve para descrever/ajustar os valores medidos para todos os aços ferríticos e, (3) uma única expressão serve para descrever toda a transição.

Os exemplos apresentados, resumidos nas figuras 1 a 3, corroboram a validade da Curva Mestra em ajustar valores de tenacidade à clivagem medidos na transição, inclusive com corpos de prova pequenos, como os Charpy pré-trincados. Em particular, ao se comparar as figuras 1 e 3 se percebe, com nitidez, a vantagem em se utilizar uma ferramenta como a Curva Mestra, e a temperatura T_o, para indexar os valores de tenacidade à clivagem medidos na transição.

Quanto à formulação multi-temperatura, observa-se que os valores de T_o associados a conjuntos formados só por valores K_{Jc} “válidos” praticamente não se alteram quando comparados com os respectivos valores utilizando-se o procedimento da norma ASTM E1921-97.

8. REFERÊNCIAS

- ASTM E1921-97, 1997. *Test Method for Determination of the Reference Temperature, T_o, for Ferritic Steels in the Transition Range*. American Society for Testing and Materials, Philadelphia, PA.
- Ito, H. L., 1998. Informação pessoal. Dados ainda não publicados.

- Kirk, M. T., Lott, R., 1998. *Empirical Validation of the Master Curve for Irradiated and Un-Irradiated Reactor Pressure Vessels*. In: 1998 ASME/JSME Pressure Vessel and Piping Conference, July 27-30, San Diego, CA.
- Kirk, M. T.; Lott, R.; Server, W.; Rosinski, S. 1999. *Initial Reference Temperature and Irradiation Trend Curves for Use with RT_{To} , a Preliminary Assessment*. In: 1999 ASME Pressure Vessel and Piping Conference, August 2-5, Boston, MA.
- Miranda, C. A. J. M., 1999. *Obtenção da Tensão de Clivagem e Nível de Confiabilidade na Determinação da Temperatura de Referência de Aços Ferríticos na Transição: Abordagem Numérica e Experimental*. Tese de doutorado, Set/1999, IPEN/USP, São Paulo, SP.
- Miranda, C. A. J. M., 2000. *Medidas Experimentais de Tenacidade à Clivagem com Corpos de Prova Pequenos na Região de Transição e Obter a Curva Mestre*. Anais do Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM 2000), 07-11/Agosto, Natal, RN.
- Natishan, M. E.; Kirk, M. T., 1999. *A Physical Basis for the Master Curve*. In: 1999 ASME Pressure Vessel and Piping Conference, August 1-5, Boston, MA.
- Wallin, K., 1984. *The Scatter in K_{IC} Results*, Engineering Fracture Mechanics. v. 19, p. 1085-1093.
- Wallin, K., 1985. *The Size Effects in K_{IC} Results*. Engineering Fracture Mechanics. v. 22, n. 1, p. 149-163.
- Wallin, K., 1991. *Fracture Toughness Transition Curve Shape for Ferritic Structural Steels*. In: Joint FEEG/ICF International Conference on Fracture of Engineering Materials, Singapore, August 6-8, p. 83-88.
- Wallin, K., 1993. *Statistical Aspects of Constraint With Emphasis on Testing Analysis of Laboratory Specimens in the Transition Region*. In: Constraint Effects in Fracture. ASTM STP 1171, p. 264-288, 1993.
- Wallin, K., 1995. *Re-Evaluation of the TSE Results Based on the Statistical Size Effects*. VTT Manufacturing Technology.

PROJETO E IMPLEMENTAÇÃO DE UM MANCAL MAGNÉTICO AXIAL

***José Andrés Santisteban**

****Sérgio R. A. Mendes**

*UFF-TEE, Av. Passo da Pátria 156, São Domingos, Sala D519, CEP 24210-240, Niterói, RJ.
Phone: 55.21.620-7070 br. 337, e-mail: latinus@intertrim.com.br.

** UFRJ-PEE, Cidade Universitária, CT, Sala H305, CEP 21945-970, Rio de Janeiro, RJ.
Phone: 55.21.260-5010 br. 239, e-mail: mendes@coe.ufrj.br.

RESUMO

A levitação magnética aplicada às máquinas elétricas rotativas é uma tecnologia relativamente recente e muito promissora. A substituição dos tradicionais mancais mecânicos pelos mancais magnéticos tem como característica principal a ausência de atrito mecânico, o que torna vantajosa sua utilização em motores que operam em altas velocidades ou naqueles que necessitam ser operados em ambientes esterilizados. Sob o aspecto acadêmico, esta tecnologia aborda conceitos básicos de vários campos da engenharia elétrica: eletromagnetismo, controle, máquinas elétricas, sistemas digitais, eletrônica linear e eletrônica de potência. Neste trabalho são apresentadas as equações básicas que envolvem o projeto de um mancal magnético axial capaz de levantar uma peça de material ferromagnético a uma distância de poucos milímetros. Resultados obtidos em simulações realizadas em um programa de cálculo de campos por elementos finitos confirmam a análise teórica apresentada. Finalmente, resultados experimentais mostram a validade do projeto desenvolvido.

Palavras chave: levitação eletromagnética, mancal magnético axial, controle.

1. INTRODUÇÃO

Os mancais magnéticos são dispositivos que utilizam o princípio da levitação magnética para a sustentação dos rotores das máquinas elétricas. Ao longo das últimas décadas, estes mancais vêm sendo desenvolvidos para algumas aplicações específicas na indústria. Em máquinas que operam em altas velocidades, por exemplo, o desgaste de peças devido ao atrito mecânico é praticamente inexistente quando eles são empregados. Isto possibilita um maior período livre de manutenção, se comparado com as máquinas rotativas que utilizam mancais mecânicos. Por ser uma tecnologia bastante recente e, por enquanto, pouco explorada comercialmente, sua implantação demanda alto investimento inicial (Schweitzer, 1994). Porém, este investimento pode ser recuperado em prazo razoável. Por outro lado, a preservação das fontes de energia, hoje em dia, tem uma relevância maior para a humanidade. Deve-se ter bastante cautela quanto ao desperdício das riquezas naturais que, infelizmente, não têm sido bem aproveitadas pelo homem nas últimas décadas. Recentemente, entraram em funcionamento, no Japão, as duas primeiras hidroturbinas que utilizam a tecnologia dos mancais magnéticos (Actidyne, 1995). A não utilização de óleo lubrificante nestas máquinas elimina qualquer risco de poluição causado pelo mesmo. Nas indústrias alimentícia e de equipamentos médicos, onde também é importante a ausência de qualquer tipo de contaminação, o uso dos mancais magnéticos também se justifica.

1.1 Levitação Magnética

A levitação é definida como o equilíbrio estável de um corpo sem contato sólido ou fluido com o solo. Manter um corpo flutuando no ar é uma idéia que fascina a mente humana há muitos anos, pois significa compensar ação da gravidade atuante sobre este corpo. Uma das formas de levitação é a magnética, a qual pode ser obtida de forma passiva (ímãs permanentes, materiais diamagnéticos ou supercondutores) ou de forma ativa (correntes parasitas e eletroímãs com controle realimentado ou com correntes dinâmicas). Um sistema de levitação magnética consiste em dois subsistemas: (i) sistema primário- responsável pela geração do campo magnético; (ii) sistema secundário- responsável pela forma ou aprisionamento do fluxo magnético (Moon, 1994). Como exemplo podem ser citados os trens magneticamente levitados (Maglev), que há algumas décadas vêm surgindo como uma forma alternativa de transporte em alta velocidade.

1.2 Mancal Magnético Axial

Baseados nos princípios da levitação magnética, os mancais magnéticos substituem os mancais mecânicos das máquinas elétricas convencionais. Estes têm a função de manter fixa a posição relativa entre o rotor e o estator. De acordo com sua direção de atuação, os mancais magnéticos são divididos em dois tipos: mancal magnético radial e mancal magnético axial. O primeiro atua ao longo de eixos ortogonais orientados radialmente (Salazar, 1994; Santisteban, 1999). O segundo atua ao longo do eixo do rotor. Para deslocamentos na direção axial do rotor, em torno de uma referência, este mancal deve produzir uma força no sentido oposto até que o rotor retorne à posição desejada. Uma das formas mais recentes de implementação passiva utiliza o princípio de levitação por supercondutividade (David, 1999), entretanto, a alternativa desenvolvida neste trabalho é do tipo ativa, tal como esquematizada na Figura 1.

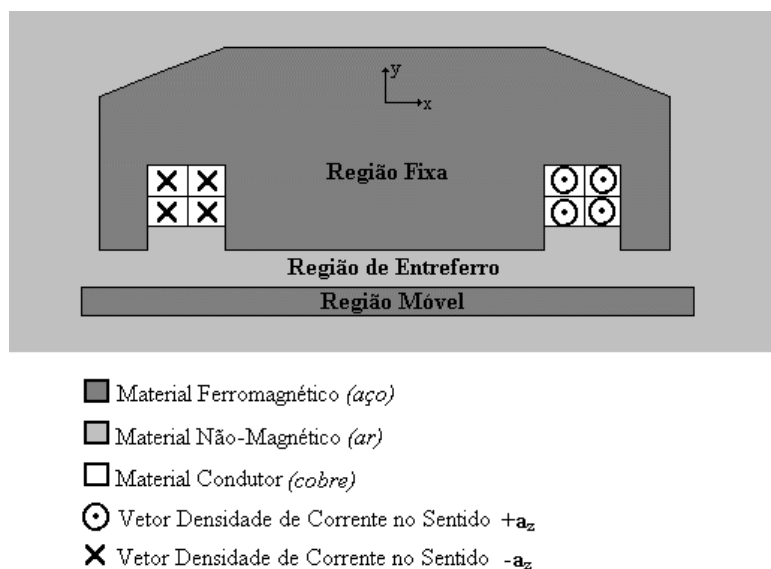


Figura 1- Vista em Corte do Mancal Magnético Axial.

Nesta figura, a região fixa é responsável pela geração do campo magnético. Nela encontra-se uma bobina com N espiras que, quando percorrida por uma corrente elétrica de intensidade I , produz um campo magnético de intensidade H (Lei de Ampère), ao longo de um

percurso fechado l (Hayt, 1983). Este percurso fechado atravessa as regiões fixa (primário), móvel (secundário) e entreferro.

2. MODELAGEM

O projeto de um mancal magnético axial é iniciado com o desenvolvimento de uma relação entre as grandezas fundamentais deste sistema: a força magnética de atração exercida pelo primário sobre o secundário, a corrente elétrica que circula pelo enrolamento situado no primário e a espessura do entreferro.

2.1 Princípio de Funcionamento

De acordo com a Lei de Ampère a existência de vetores densidade de corrente elétrica $J(+a_z)$ provoca o surgimento de vetores intensidade de campo magnético de módulo H , orientados no sentido anti-horário (regra da mão direita), ao redor da região que contém estes vetores. O funcionamento do mancal magnético axial ativo é baseado no controle da força de atração existente entre os pólos **N** e **S**, sendo estes separados por um entreferro magnético.

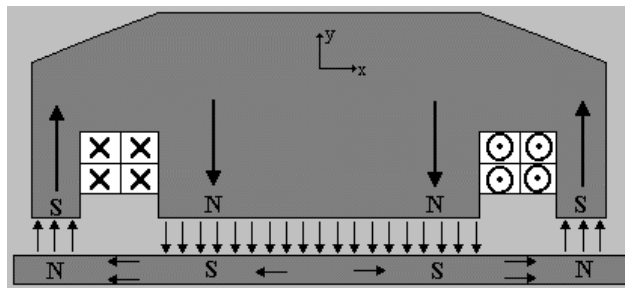


Figura 2- Pólos Norte e Sul criados pelas Linhas de Fluxo que atravessam o Entreferro.

2.2 Energia Armazenada num Entreferro Magnético

Sendo a espessura do entreferro igual a y seu volume V_g é dado por:

$$V_g = \int_0^y S_g \cdot dy = y \cdot S_g, \quad (1)$$

onde S_g é a área total do entreferro.

Considerando a densidade de fluxo magnético no entreferro constante \mathbf{B}_g , a energia magnética armazenada no entreferro é:

$$W_g = -\frac{1}{2} \cdot (\mathbf{B}_g \cdot \mathbf{H}_g) \cdot V_g. \quad (2)$$

Esta equação somente é válida para meios lineares (Kraus, 1991). Sendo o entreferro do mancal magnético axial composto por ar, não há restrição quanto à sua utilização. Os vetores \mathbf{B}_g e \mathbf{H}_g têm a mesma direção e, no entreferro, se relacionam por μ_0 , logo:

$$W_g = -\frac{1}{2 \cdot \mu_0} \cdot B_g^2 \cdot y \cdot S_g. \quad (3)$$

Admitindo-se que a permeabilidade magnética relativa do material ferromagnético é muito maior que a do ar, toda força magnetomotriz produzida no primário se verifica no entreferro.

Expressando B_g em função de N , I e y , tem-se a energia no entreferro:

$$W_g = - \mu_0 \cdot \frac{(N \cdot I)^2 \cdot S_g}{2 \cdot y} \cdot (-\mathbf{a}_y). \quad (4)$$

Derivando a expressão da energia com relação à distância y , é obtida a expressão para a força total de atração exercida pela região fixa sobre a região móvel.

$$\mathbf{F}_{total} = \frac{dW_g}{dy} = \mu_0 \cdot \frac{(N \cdot I)^2}{2 \cdot y^2} \cdot S_g \cdot (+\mathbf{a}_y) \quad (\text{Força de Maxwell}). \quad (5)$$

A força de atração apresentada pela equação (5) é definida como uma função dependente de apenas duas variáveis: corrente e entreferro. Porém, surge um termo constante, que depende de características construtivas do primário, como número de espiras do enrolamento e área das superfícies circulares central $S_{central}$ e externa $S_{externa}$ do entreferro (Mendes, 1999).

$$K_{força} = \frac{N^2 \cdot \mu_0 \cdot S_{externa} \cdot S_{central}}{2 \cdot (S_{externa} + S_{central})}. \quad (6)$$

$$\mathbf{F}_{total} = K_{força} \cdot \frac{I^2}{y^2} \cdot (+\mathbf{a}_y)N. \quad (7)$$

2.3 Características Construtivas

O enrolamento do primário foi construído com 377 espiras e admite-se que sua corrente não ultrapassa o valor de 2,5A. A área $S_{externa} = S_{central} = 4,8 (10^{-3} \text{ m}^2)$. Detalhes adicionais sobre o protótipo são apresentados em Santisteban (1998).

Das características construtivas, o valor de $K_{força}$ é:

$$K_{força} = 2.14 \cdot 10^{-4} (\text{H} \cdot \text{m} \cdot \text{esp}^2).$$

Sendo assim, a relação entre as três grandezas fundamentais deste sistema de levitação eletromagnética é dada por:

$$F_{total} = 2.14 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{I^2}{y^2} \cdot (+\mathbf{a}_y)N. \quad (8)$$

3. SIMULAÇÕES

Programas de cálculo de campos por elementos finitos são ferramentas muito importantes nos projetos de engenharia. Sua utilização neste trabalho se justifica com a finalidade de validar o modelo teórico desenvolvido.

O usuário deve informar ao programa o valor da corrente que percorre o condutor por intermédio de um vetor densidade de corrente elétrica \mathbf{J} , que é definido por:

$$\mathbf{J} = \frac{NI}{S} (+\mathbf{a}_S), \quad (9)$$

onde I é a corrente que circula através do enrolamento de N espiras e área de secção S . O vetor unitário perpendicular à superfície S é dado por $+\mathbf{a}_S$. Para o protótipo desenvolvido $S=0.00057\text{m}^2$.

Também é necessário que sejam definidas as condições de fronteira, ou seja, se as linhas de fluxo são paralelas (Dirichlet) ou perpendiculares (Neumann) às fronteiras. No modelo em questão todas as fronteiras são Dirichlet (Ansys Help System, 1994).

A Figura 3.a apresenta a geometria simplificada do modelo dividida em 237 elementos, de um máximo de 250. Na Figura 3.b pode ser observada a distribuição das linhas de fluxo magnético ao longo da geometria. Foram realizadas simulações correspondentes a alguns pontos de operação medidos experimentalmente (Tabela 1), onde foi comprovada a validade do modelo teórico.

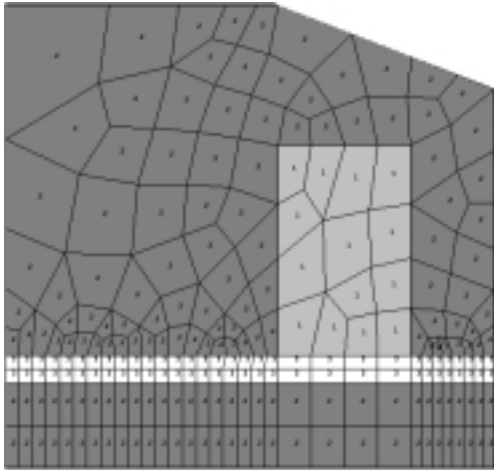


Figura 3.a- Geometria Dividida em Elementos Finitos.

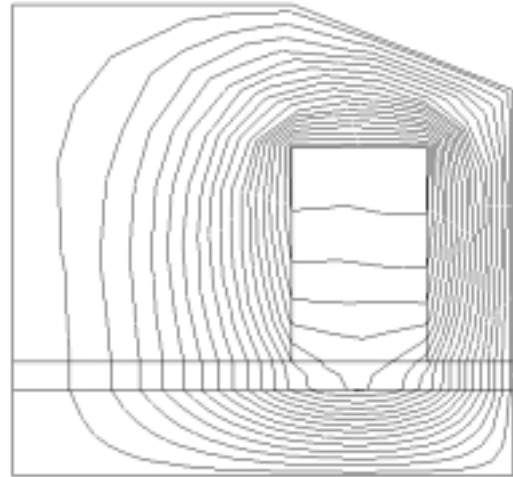


Figura 3.b- Linhas de Fluxo Magnético.

4. CONTROLE

A Figura 4 apresenta o diagrama esquemático do sistema que compreende a aplicação prática do modelo experimental de um MMA. O sistema é composto por um eletroímã (região fixa), uma massa (região móvel), sensores ópticos de posição, circuitos de controle, interface óptica de disparo e por uma fonte de corrente contínua, ajustável.

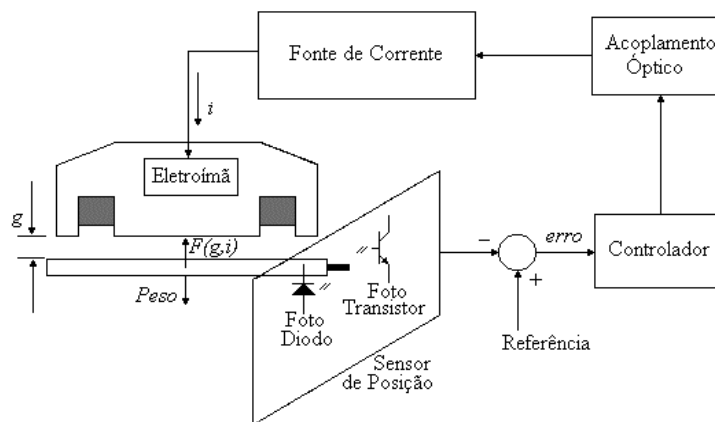


Figura 4- Diagrama Esquemático do Sistema que Compreende o MMA.

4.1 Descrição da Planta do Sistema

A equação diferencial que descreve o comportamento mecânico do sistema é dada por

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = F(y, i) - P, \quad (10)$$

onde $F(y, i)$ é a força exercida pelo eletroímã para levantar um corpo de peso $P = mg$, sendo g a aceleração da gravidade.

Aplicando a Transformada de Laplace à eq. 10, considerando o sistema relaxado, tem-se:

$$ms^2 Y(s) = F(s) - P(s). \quad (11)$$

Logo, a função de transferência do sistema mecânico é dada por:

$$G(s) = \frac{1}{ms^2}. \quad (12)$$

Para este sistema se tornar estável é necessário que o lugar das raízes seja deslocado para o semiplano esquerdo do plano complexo. Para tanto, pela sua simplicidade, foi adotado um controle do tipo Proporcional Derivativo (PD) (Ogata, 1970). O sistema completo foi simulado no aplicativo SIMULINK, do MATLAB (1999). Os parâmetros do controlador foram ajustados por intermédio deste circuito pelo método de tentativa e erro.

4.2 Sensores de Posição

Para cada posição da região móvel ao longo da direção y, o circuito dos sensores óticos de posição fornece uma tensão correspondente, chamada tensão dos sensores de posição (V_{sp}). O resultado da subtração entre V_{ref} (tensão de referência de posição) e V_{sp} é classificado como sinal de erro (V_{erro}), que é enviado ao circuito controlador. O valor V_{ref} é ajustado através de um potenciômetro.

4.3 Circuito de Controle

O circuito de controle recebe um sinal de erro que, de acordo com a posição real na qual se encontra a região móvel (acima ou abaixo da referência de posição), pode ser positivo ou negativo. Após recebido, o sinal de erro é processado pelo Controlador PD e transformado em um valor de tensão adequado, que deve ser interpretado como uma referência de corrente (i_{ref}). A referência de corrente é comparada com o valor de tensão fornecido pelo sensor de corrente, que representa a corrente real (i_{real}). Por motivo de segurança, utiliza-se um circuito Limitador de Corrente. A imposição de um limite na corrente de referência tem por objetivo impedir que a corrente no eletroímã ultrapasse um determinado valor, admitido como máximo.

4.4 Circuito de Disparo

O Circuito de Disparo (*Driver*) fornece os sinais de controle para as chaves superior e inferior do circuito de potência (Figura 5). Se a referência de corrente for maior que a corrente real, a chave superior (ou positiva) deve receber um sinal de nível lógico alto (controle de disparo) e a chave inferior (ou negativa), um sinal de nível lógico baixo (controle de bloqueio), fazendo com que a corrente através do eletroímã aumente seu valor médio. O raciocínio inverso é válido se a referência de corrente for menor que a corrente real. Se as duas chaves conduzem simultaneamente, isto significa um curto-circuito entre $+V_{cc}$ e $-V_{cc}$ na fonte de corrente contínua. Isto é evitado utilizando-se um circuito Gerador de Tempo-Morto.

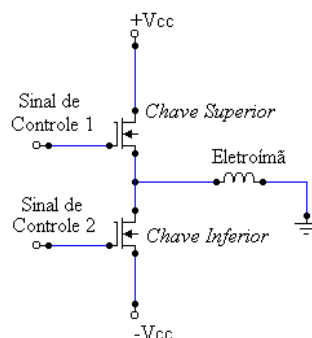


Figura 5 - Circuito de Potência- Chaves Controladas e Fonte de Corrente.

5. RESULTADOS

A Tabela 1 apresenta na primeira coluna os valores de entreferro medidos. Nas segunda e terceira colunas são apresentados valores de corrente calculados e medidos, respectivamente. Os valores encontrados nas primeira e segunda colunas são utilizados em simulação realizada pelo programa de cálculo de campos por elementos finitos para o cálculo dos valores de força, apresentados na quarta coluna da mesma tabela.

Tabela 1- Valores Referentes a uma Carga de 30N.

Entreferro Medido g mm	Corrente Calculada i_c mA	Corrente Medida i_m mA	Erro Relativo $(i_m - i_c)/i_m$ %	Força Simulada FN
2,5	935	1000	6,5	28,3
3,0	1122	1200	6,5	29,0
3,5	1311	1500	12,6	29,3
4,0	1498	1650	9,2	29,6
4,5	1685	1800	6,4	29,7
5,5	2059	2250	8,5	29,8

A Figura 6 apresenta as formas de onda correspondentes à referência de corrente, à corrente real e ao desvio de posição do disco em relação a 2mm, nos canais 1, 2 e 3, respectivamente. (escala horizontal: 2ms/div)

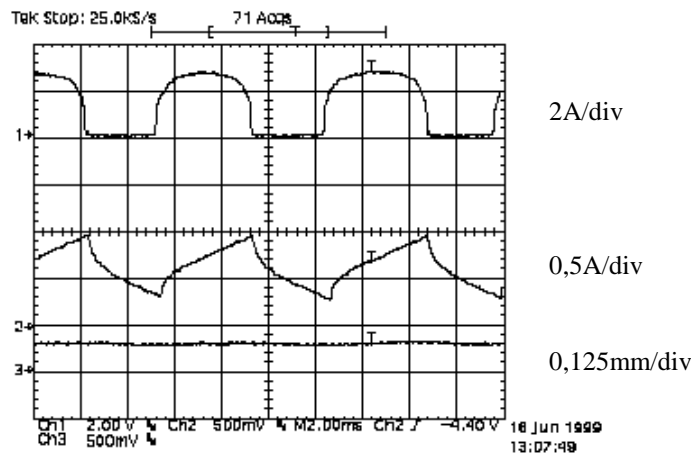


Figura 6- Medidas Relativas ao Disco com Peso de 30N.

6. CONCLUSÕES

Através de conhecimentos básicos de eletromagnetismo, foi possível o desenvolvimento de uma equação que relaciona as três grandezas fundamentais de um sistema de levitação eletromagnética: força, corrente e distância. Conhecida a relação entre tais grandezas, iniciou-se um estudo mais profundo do sistema através do dimensionamento e da construção de um protótipo.

Foi utilizado um programa de cálculo de campos por elementos finitos com a finalidade de visualizar-se, de maneira mais confortável, a ocorrência dos fenômenos eletromagnéticos no protótipo sem a necessidade de serem efetuados cálculos complexos.

O controlador utilizado é bastante simples, se comparado a outras técnicas de controle, porém, correspondeu bem às expectativas, vistas suas limitações.

Confrontando os resultados teóricos, simulados e experimentais, pode-se concluir que o modelo teórico desenvolvido no trabalho representa muito bem o mancal magnético axial proposto. As discrepâncias verificadas podem ser atribuídas, entre outros fatores, à dispersão e a incertezas instrumentais.

7. REFERÊNCIAS

- Actidyne®, “Hydroturbines in Japan”, The International Magazine of Actidyne® Magnetic Bearings, N° 5, Maio 1995.
- Ansys®, “Magnetic Analysis of a Solenoid Actuator”, Ansys Help System., 1994.
- David, D., Santisteban, J., Andrade, R., Stephan, R., Ripper, A. and Nicolsky, R. “Magnetic Bearing for Induction Machine Using Active Radial Eletromagnetic and Passive Axial Superconducting Components”- Intermag 99- Paper EE08, Kyongju, Korea, 18-21 May 1999.
- Hayt, W.J., “Eletromagnetismo”, LTC S.A., 1983.
- Kraus, J.D., “Eletromagnetics”, McGraw-Hill, 1991.
- Matlab®, Matlab 5.3.0.10183, 1999.
- Mendes, S. R. A., “Projeto e Implementação de um Mancal Magnético Axial”, Projeto de Final em engenharia Elétrica, UFRJ, Brasil, Junho 1999.
- Moon, F. C., “Superconducting Levitation- Applications to Bearings and Magnetic Transportation”, John Wiley & Sons, 1994.
- Ogata, K., Engenharia de Controle Moderno”, Prentice/ Hall do Brasil Ltda., 1970.
- Salazar, A.O., “Uma proposta de motor elétrico sem mancal mecânico”, Tese de doutorado, UFRJ, Brasil, Março 1994.
- Santisteban, J. A., “Estudo da influência de uma carga torsional sobre o posicionamento radial de um motor-mancal”, Tese de doutorado, UFRJ, Brasil, Março 1999.
- Santisteban, J. A., Mendes, S. e Stephan, R. M., “Projeto e construção de um mancal magnético axial”. Jornada de Iniciação Científica, UFRJ, 1998.
- Schweitzer, G., Bleuler, H. and Traxler, A., “Active Magnetic Bearings”, v/dlf Hochschulverlag AG na der ETH Zürich. 1994.

O HOMOGENEIZADOR E O IMPELIDOR UNIVERSAL DO TIPO TURBINA: UM ESTUDO COMPARATIVO.

Augusto Ronchi Junior

Geraldo Luiz Palma

Paulo Cezar Razuk

Célio Losnak

Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”, Departamento de Engenharia Mecânica, Av. Eng. Luiz. E. C. Coube, s/n, 17033-360, Bauru, SP, Brasil. E-mail: ronchi@bauru.unesp.br

Resumo

A agitação e a mistura de líquidos constituem-se num importante tópico das operações unitárias, tendo grande aplicação nos mais variados ramos da indústria. A peça mais importante desse contexto é o impulsor e suas condições operacionais. Neste trabalho, foram executados ensaios com o homogeneizador de estator fixo e rotor de quatro pás radiais e com o impelidor convencional de quatro pás retas inclinadas a 45°, ou turbina. Para a verificação do desempenho do homogeneizador e da turbina, foi preparado um xarope de açúcar com água deionizada a 40° Brix. Foram executados ensaios com rotações de 9,6, 19,2, 25 e 50 rps, num béquer de volume 0,005 m³ com o impelidor mergulhado até uma altura de 0,03 m acima do fundo do tanque. Para a mistura, em função dos parâmetros de potência consumida e concentração da solução com o tempo, comprovou-se o melhor desempenho do impelidor convencional. Comparou-se, ainda, os resultados de outros ensaios feitos com água de torneira, onde esta mostrou-se mais vantajosa.

Palavras-chave: Mistura - líquidos; Número de Potência; Concentração

1. INTRODUÇÃO

Com aplicações numa vasta área da indústria, a mistura pode ser considerada hoje de importância fundamental na maioria dos processos. Ramos industriais tais como o alimentício, químico, petroquímico, farmacêutico e metalúrgico não dispensam processos de mistura em operações que necessitam de alterações químicas, físicas e/ou transferência de calor e massa em seus produtos.

As mudanças na intensidade da agitação necessária para cada produto, fazem com que os projetos de misturadores sejam os mais distintos possíveis.

Características de processos tais como alterações na composição química, podem levar a variações na viscosidade, criar ou eliminar partículas suspensas, alterar o volume da batelada, dificultando o projeto e a avaliação do rendimento do misturador, em termos do tempo e da potência necessária para se obter uma determinada mistura.

1.1 Principais tipos de impulsores

O padrão de recirculação do fluido num misturador deve-se, principalmente, as características de descarga do impulsor. Assim, é preciso inicialmente classificar e conceituar os tipos principais de impulsores, os quais irão fornecer padrões distintos de fluxo. São eles:

a) a turbina de lâmina vertical ou turbina Rushton provoca dois ciclos de recirculação, oferecendo assim um esforço cortante, sendo recomendada para aplicações onde o cisalhamento é mais desejável do que o fluxo.

b) a turbina de lâmina inclinada (pitched-blade turbine) ou de fluxo preponderantemente axial, tem como característica um fluxo maior em proporção ao esforço cortante. O fluxo nestes impulsores é descendente com um componente para fora e rotacional. O padrão descendente muda de direção ao atingir o fundo do tanque, desviando-se para fora e subindo pelas paredes do vaso para em seguida voltar ao impulsor.

c) o impulsor de alta eficiência, provoca um fluxo mais axial do que radial, com maior recirculação e diminuição da turbulência na região próxima as extremidades da lâmina, quando comparado com a turbina de lâmina inclinada.

Dentre os impelidores de última geração, destaca-se o homogeneizador pelo seu novo conceito e, conseqüentemente, pela ausência de aprofundamento científico sobre sua capacidade no campo da mistura.

Este novo impulsor, mostrado a esquerda na figura 1, traz além das pás rotativas, um estator fixo com furos oblongos na direção axial, capaz de alterar as características de fluxo e, conseqüentemente, a eficiência do processo em termos da resposta de tempo e potência consumida na operação de mistura. A figura 1 mostra ainda, a direita, um impulsor tipo turbina com quatro lâminas inclinadas.

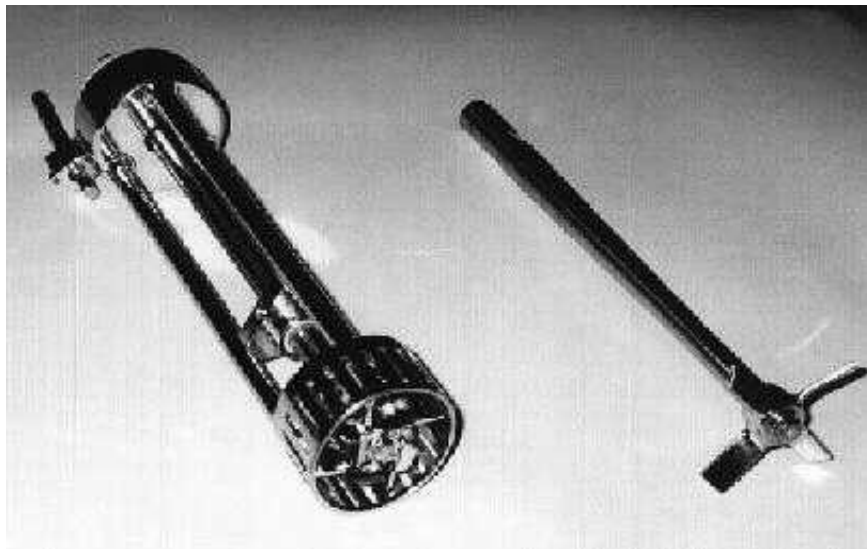


Figura 1. O homogeneizador, a esquerda, e a turbina, a direita.

1.2 Objetivos

Este trabalho de pesquisa tem como objetivos principais:

- o estudo da eficiência na preparação do xarope de açúcar, considerando o tempo necessário para se obter a concentração de 40° Brix com o uso do homogeneizador, e
- da mesma forma usando um impelidor com quatro lâminas inclinadas a 45°.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A agitação pode ser classificada da seguinte forma:

Mistura de líquidos miscíveis: constitui-se numa operação que necessita muito mais de circulação do que cisalhamento. A potência necessária pode variar bastante, em função do tempo disponível para executar a mistura e das viscosidades e densidades dos componentes à serem misturados. A turbina mais adequada seria a do tipo lâmina inclinada.

Mistura de líquidos não-miscíveis: operação que necessita mais de cisalhamento em relação a circulação, sendo empregada usualmente para gerar uma emulsão, estável ou instável, entre dois líquidos. O fluxo aqui tem a sua importância pois é ele que leva o fluido até a região do impulsor, onde é feito o corte. O impulsor tipo lâmina vertical geralmente é o escolhido.

Suspensões: são divididas em suspensões simples e operações de cristalização. A operação de suspensão simples requer grande circulação de volume e potência suficiente para evitar a decantação da partícula sólida. Aqui, independente do tipo de mistura, a potência deve garantir que as partículas fiquem suspensas no grau desejado. Geralmente adota-se um impulsor tipo lâmina inclinada.

Absorção de gás: esta operação requer um alto esforço cortante controlado para proporcionar uma dispersão fina e máxima área de contato interfacial entre o gás e o líquido. A potência será a suficiente para, além de dispersar o gás, evitar que ele escape para a superfície do líquido. A turbina de fluxo radial é a mais indicada.

Transferência de calor: a circulação deve assegurar uma temperatura uniforme da massa líquida em agitação. Uma mistura insatisfatória dos componentes, da parede ao centro do vaso, fará com que a temperatura do líquido na parede aproxime-se da temperatura da mesma, reduzindo assim a transferência de calor entre eles.

Dickey & Hemrajani (1992) chamam a atenção para a importância de se compreender os objetivos do processo de mistura como um passo essencial para o correto dimensionamento e seleção do equipamento. A mistura, segundo os autores, é melhor avaliada em termos de três parâmetros principais: intensidade, dificuldade e capacidade, os quais relacionam-se, respectivamente, com a velocidade do fluido, a viscosidade e a quantidade de material que deve ser misturado.

O número de Reynolds é definido como

$$Re = \rho \cdot N \cdot D^2 / \mu \quad (1)$$

onde ρ é a massa específica do líquido, N é a rotação do impelidor, D é o diâmetro do impulsor e μ é a viscosidade absoluta do líquido.

Assim, a classificação do escoamento foi feita como sendo:

- laminar, para Re menor que 10,
- turbulento, para Re maior que 20.000, e
- região de transição, para Re entre 10 e 20.000.

O número de potência do impulsor é calculado pela equação

$$N_p = P / (\rho \cdot N^3 \cdot D^5) \quad (2)$$

e permanece constante para condições turbulentas. O símbolo P representa a potência.

A exigência de potência num misturador foi objeto da pesquisa de Kinget *al.* (1988), que consideraram várias características de processo, tais como o tempo necessário para a operação e os coeficientes de transferência de massa e de calor, dependentes da potência demandada.

Hicks *et al.* (1976) e Razuk & Souza (1996) apresentaram um trabalho visando a determinação da potência e da rotação do eixo do agitador com o diâmetro do impulsor da turbina para aplicações variando de vasos de estocagem, com pouca agitação, até reatores críticos que necessitam de altos níveis de agitação.

A capacidade da agitação foi indicada pelo volume equivalente V_{eq} definido como

$$V_{eq} = S_g \cdot V \quad (3)$$

onde S_g representa a densidade relativa e V o volume, enquanto a severidade, conforme denominado pelos autores, foi expressa pela viscosidade máxima μ da fase líquida à ser agitada.

Da correlação da figura 2 pode-se calcular, através da equação (4), a capacidade de bombeamento efetivo Q para a turbina de lâmina inclinada, que dividida pela área de secção transversal do tanque com a geometria da figura 3, fornece a velocidade média v_b do fluido. Essa é a velocidade representativa de todas as velocidades no fluido agitado e que serve como base para a escala de agitação proposta pelos autores. O símbolo K_p representa o número de bombeamento.

$$K_p = Q / (N \cdot D^3) \quad (4)$$

Velocidades de fluido variando de 0,031 a 0,310 m/s caracterizam a maioria das aplicações de agitadores para mistura.

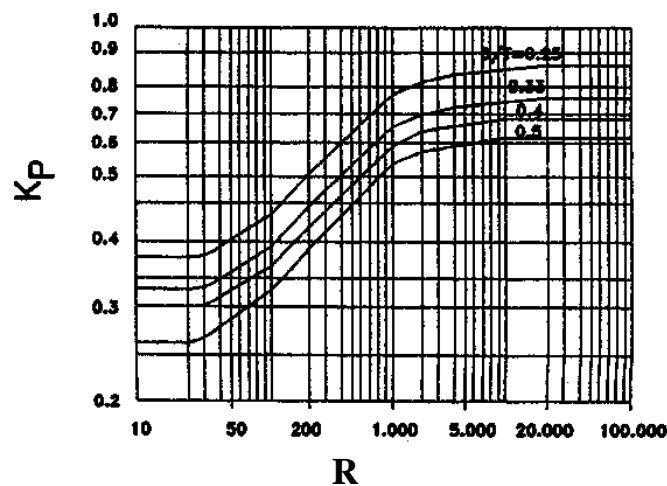


Figura 2. Número de bombeamento em função do número de Reynolds. De Hicks *et al.* (1976) e Dickey (1984).

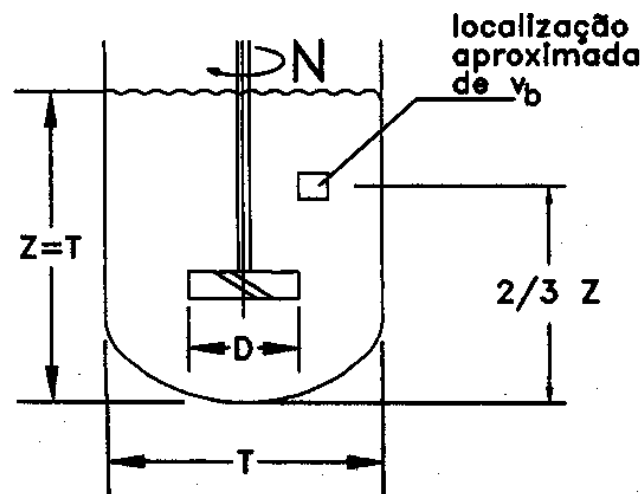


Figura 3. Tanque de batelada quadrada ($Z = T$) mostrando a velocidade média (v_b) do fluido. De Hicks *et al.* (1976).

Os símbolos Z e T representam, respectivamente, a altura do líquido e o diâmetro do tanque.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Todos os experimentos foram executados três vezes e os valores aqui apresentados são a média aritmética. As rotações executadas foram, em rps: 9,6 - 19,2 - 25 - 50.

O desvio máximo para todos os ensaios foi de $\pm 1\%$ do valor médio.

Utilizou-se a mistura de água e açúcar cristal, que é o chamado xarope simples, base da produção de bebidas carbonatadas na indústria de refrigerantes. Optou-se pela água deionizada, pois, sendo isenta de compostos orgânicos, já que foi previamente destilada, e inorgânicos, tem uma composição padrão e independente do tempo.

De uso corrente na produção do xarope de açúcar, o grau Brix, é definido como sendo a porcentagem, em peso, dos sólidos solúveis em uma solução.

Assim, tomando como exemplo um xarope a 40° Brix, cuja massa específica deve ser igual a 1.176 kg/m³, tem-se, para 1 litro de xarope à ser produzido, 0,47 kg de açúcar e 0,71 kg de água, não importando a massa específica da água, desde que se trabalhe com quantidades em massa e não em volume.

Além do homogeneizador montado com o estator, foi ensaiado também um impelidor com quatro pás retas inclinadas a 45°, executado em aço inoxidável, e com diâmetro de 7,5.10⁻² m. Ambos os impelidores podem ser vistos na figura 1.

Foi medida a viscosidade do xarope a 40° Brix resultando o valor de 0,0062 kg/m.s, à temperatura de 28 °C.

Pode-se calcular o número de bombeamento K_p , segundo Dickey (1984), através da expressão:

$$K_p = 0,683 \cdot [0,394 / (D/T)]^{1/2} \quad (5)$$

constante para o regime turbulento e uma dada relação D/T.

Contudo, deve-se neste ponto executar um cálculo iterativo da seguinte forma:

- calcula-se o R_e , equação (1), que deve ser ajustado pela relação D/T, dando origem ao número de Reynolds modificado, R_e^* , de acordo com a equação (6);

$$R_e^* = R_e \cdot (D/T) / 0,394 \quad (6)$$

- segundo Dickey (1984), em função do valor do R_e^* , deve-se também corrigir o número de bombeamento, dando origem ao K_p^* , conforme abaixo:

- para R_e^* maior que 20.000:

$$K_p^* = 0,683 \quad (7)$$

- para R_e^* entre 20.000 e 300:

$$K_p^* = \exp(-5,71 + 1,683 \cdot \ln R_e^* - 0,179 \cdot (\ln R_e^*)^2 + 0,0064 \cdot (\ln R_e^*)^3) \quad (8)$$

- para R_e^* entre 300 e 25:

$$K_p^* = \exp(-0,947 - 0,231 \cdot \ln R_e^* + 0,0467 \cdot (\ln R_e^*)^2) \quad (9)$$

- para R_e^* menor que 25:

$$K_p^* = 0,3 \quad (10)$$

Conhecendo-se o valor do número de bombeamento modificado K_p^* , a expressão

$$K_P = K_P^* \cdot [0,394 / (D/T)]^{1/2} \quad (11)$$

permite recalcular o K_P que deve ser comparado com o valor obtido pela equação (5).

Com K_P , N , D e a equação (4), pode-se calcular a capacidade de bombeamento Q do impulsor em questão.

Pela equação (12), basta dividir Q pela área transversal (A) do tanque para obter-se a velocidade média v_b do fluido

$$v_b = Q/A \quad (12)$$

Conhecida v_b e aplicando-se a equação (13)

$$I_A = v_b / 0,031 \quad (13)$$

determina-se o índice de agitação I_A , que, para a produção de xarope de açúcar usualmente é igual a 3, conforme Bowen (1985).

Assim, executados os cálculos para o I_A , obtiveram-se os resultados abaixo:

- para a turbina, 8,3 e 16,7, respectivamente para as rotações de 25 e 50 rps,
- para o homogeneizador, 3,1 e 6,4, respectivamente para as rotações de 25 e 50 rps.

Devido ao seu maior diâmetro, a turbina com pás a 45° leva a níveis de agitação maiores que o homogeneizador, para uma mesma rotação e um mesmo grau Brix.

Decidiu-se então, pela comparação do desempenho entre os dois impelidores também pelo índice de agitação, além da rotação e da concentração.

Assim, tomando-se como referência os I_A para o homogeneizador, foram recalculadas, pelo mesmo roteiro, as rotações necessárias para que a turbina a 45° produzisse o mesmo efeito de mistura, isto é, o mesmo índice de agitação. Tais rotações para a turbina a 45° resultaram iguais a 9,6 e 19,2 rps, respectivamente para os I_A de 3,1 e 6,4.

Desta forma, as duas rotações suplementares acima tornam a comparação mais justa entre os dois impelidores, do ponto de vista de resposta dinâmica.

Foram colhidos dados de corrente elétrica consumida, para efeito de cálculo de potência, sob duas condições distintas: no instante de partida do motor, caracterizando a potência de pico, em início de operação de mistura, e após o xarope ter atingido sua concentração, ou grau Brix final, caracterizando a menor potência demandada.

3.1 O método de ensaio

Na execução dos ensaios, montou-se o impulsor centralizado e a uma altura de 0,03 m acima do fundo do béquer e regulou-se a rotação desejada. Foram pesadas as massas de açúcar e de água. Iniciou-se a operação de mistura por um tempo de 15 s, sendo colhida a amostra após um período de 5 minutos de espera, para desaeração do xarope.

Mediu-se a massa específica da amostra, numa balança de Mohr-Westphal, sendo em seguida, retornada a amostra para o béquer, de onde foram retiradas novas amostras nos tempos de 30, 45, 60 e 120 segundos, conforme descrito em Ronchi (1997).

Assim, percebeu-se que, sob determinadas condições de rotação e tipo de impelidor, a massa específica desejada era rapidamente obtida, quando comparada com outras condições.

4. RESULTADOS

Na figura 4 pode-se ver um gráfico típico dos resultados de ensaios.

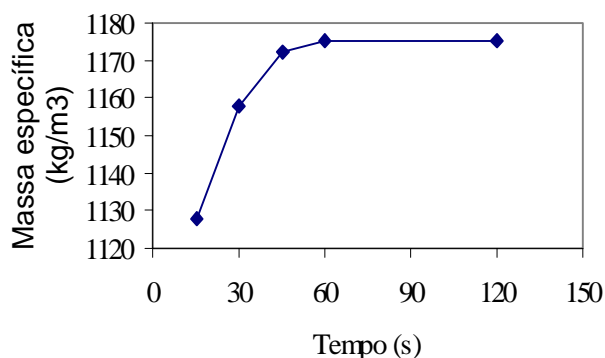


Figura 4. Resultados para a turbina a 25 rps.

4.1 Potência

Foram obtidos os valores mostrados na tabela 1, onde constam também os resultados dos cálculos da potência aparente.

Tabela 1 - Resultados para potência aparente.

Impelidor	Rotação (rps)	I_A	P (W)		P_s (W)	P_u (W)	T (s)
			Partida	Regime			
turbina	9,6	3,1	528,0	50,6	41,8	8,8	300
	19,2	6,4		77,0	55,0	22,0	120
	25	8,3	741,4	81,4			
homogeneizador	9,6		525,8	81,4			
	25	3,1	770,0	176,0	110,0	66,0	185
	50	6,4		367,4	121,0	246,4	180

Para se calcular a potência útil (P_u) ou a efetivamente requerida pelo xarope, bastou subtrair a potência consumida pelo impulsor girando a seco (P_s) da potência em regime.

5. DISCUSSÃO

Através da análise das curvas da massa específica em função do tempo, tal como a da figura 4, verificou-se que o impelidor de pás a 45° apresentou melhor rendimento que o conjunto rotor/estator do homogeneizador. O motivo está no baixo poder de sucção do homogeneizador. Sua geometria e ângulo, não conseguem o mesmo desempenho que a turbina que, nitidamente, promove um vigoroso fluxo circulatório, notadamente longitudinal, capaz de realmente misturar o açúcar com a água.

Na comparação entre os dois impelidores pelo índice de agitação, houve vantagem para a turbina para o I_A de 6,4, quanto ao tempo de mistura. Quanto a potência demandada, a turbina foi melhor em ambos os I_A .

Já para o I_A de 3,1, houve melhor desempenho do homogeneizador no que diz respeito ao tempo exigido para a mistura. Tal vantagem, porém, foi anulada pelo consumo extremamente alto de potência requerida para a operação.

Comparando-se os resultados dos ensaios feitos com água comum, em Ronchi *et al.* (1999), percebe-se que não é compensador o uso de água deionizada.

6. CONCLUSÕES

Com poucas exceções, na comparação entre os dois impelidores quando à mesma rotação, a turbina apresentou um desempenho melhor. Mesmo quando comparados para o mesmo índice de agitação, implicando numa rotação maior para o homogeneizador, houve melhor rendimento da turbina, que necessitou de menos tempo para a obtenção do grau Brix final, nas condições do índice de agitação igual a 3,1 e 6,4.

7. AGRADECIMENTOS

Agradecemos ao auxílio da Fundação para o Desenvolvimento da UNESP – FUNDUNESP, para a realização desta pesquisa.

8. REFERÊNCIAS

- Bowen, R.L., 1985, Agitation intensity: key to scaling up flow-sensitive liquid systems, Chemical Engineering, Mar., pp.159-168.
- Dickey, D.S., 1984, Program chooses agitator, Chemical Engineering, Jan., pp.73-81.
- Dickey, D.S.; Hemrajani, R.R., 1992, Recipes for fluid mixing, Chemical Engineering, Mar., pp.82-89.
- Hicks, R.W.; Morton, J.R.; Fenic, J.G., 1976, How to design agitators for desired process response, Chemical Engineering, Apr., pp. 102-110.
- King, R.L.; Hiller, R.A.; Tatterson, G.B., 1988, Power consumption in a mixer, AIChE Journal, v. 34, n.3, pp.506-509.
- Razuk, P.C.; Souza, E., 1996, Operações unitárias no tratamento do xarope de açúcar, EDIPRO, Bauru, SP.
- Ronchi Junior, A., 1997, O número de potência na agitação de líquidos e a concentração na mistura do xarope de açúcar, Tese de Doutorado, Universidade de São Paulo, São Carlos, SP, Brasil.
- Ronchi et al., 1999, Uma medida de eficiência entre o homogeneizador e o impelidor universal de pás retas, XV Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, ISBN 85-85769-03-3, Nov., cód. AAACAI.

- Cobra, Marcos; Rangel, Alexandre, 1992, "Serviços ao Cliente: uma estratégia competitiva", Marcos Cobra, São Paulo.
- Douchy, Jean-Marie, 1992, "Em Direção ao Zero Defeito na Empresa: da qualidade total (TQC) aos círculos de qualidade", Atlas, São Paulo.
- Eureka, William E., 1993, "QFD: Perspectivas Gerenciais do Desdobramento da Função Qualidade", Qualitymark Ed., Rio de Janeiro.
- Feigenbaum, Armand V., 1994, "Controle da Qualidade Total", Makron Books, São Paulo.
- Harrington, H. J., 1988, "O Processo do Aperfeiçoamento: Como as Empresas Americanas, Líderes de Mercado, Aperfeiçoam o Controle de Qualidade", McGraw-Hill, São Paulo.
- Harry, Mikel J., 1998, "Six Sigma: A Breakthrough Strategy for Profitability". Quality Progress, may ,pg.60.
- Juran, J. M., Gryna, Frank M., 1993, "Controle da qualidade", Makron Books, São Paulo.
- Kume, Hitoshi, 1993, "Métodos Estatísticos para Melhoria da Qualidade", Editora Gente, São Paulo.
- Moura, Eduardo C., 1994, "As Sete Ferramentas Gerenciais da Qualidade - Implementando a Melhoria Contínua com Maior Eficácia", Makron Books, São Paulo.
- Santos, Antonio José dos, 1999, "Método para a Análise Crítica e Melhoria do Controle do Processo Produtivo", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil, 126p.

Etapa 6 – Melhoria do controle do processo

Na sexta e última etapa, a equipe tem a tarefa de, sobre os processos selecionados, propor melhorias. O objetivo de melhoria deve ser corretamente estruturado de forma que se possa verificar o seu alcance, ou seja, deve ser mensurável para que permita a caracterização da melhoria desejada. Aplica-se então, sobre o processo identificado, uma das modelos de solução de problemas já mencionadas, com o intuito de identificar os meios para o alcance da meta determinada. A modelo deve indicar se para o alcance da meta proposta, uma alteração na forma de controle é suficiente ou uma mudança do processo em questão é requerida.

Concluída a atividade de melhoria, deve-se relatar às equipes de projeto o conhecimento adquirido, de forma a contribuir com a qualidade do desenvolvimento de novos produtos e processos.

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O trabalho propôs uma forma sistematizada para se analisar criticamente os procedimentos de controle do processo produtivo através da identificação dos processos mais relacionados aos problemas de campo. Isso foi feito mediante o desdobramento das reclamações de campo em linguagem do processo, graças ao emprego da filosofia do QFD e da aplicação de uma modelo de melhoria aos processos selecionados. O método embora reativo (baseia-se em problemas que já ocorreram), permitiu a obtenção de resultados a curto prazo fornecendo informações para o desenvolvimento de novos processos.

Comparando-se as falhas de campo com as falhas internas foi possível estabelecer a afinidade entre ambas observando-se que a percepção destas pelos clientes externos se dá de maneira diferente do público interno.

Estabelecida a afinidade, o método permitiu que a equipe pudesse correlacionar as falhas com as etapas do processo, identificando assim os pontos a melhorar.

O uso da matriz de correlação com a inserção de critérios específicos permitiu a determinação do grau de criticidade de cada fase do processo, determinando-se assim, a parcela de responsabilidade de cada etapa no tocante a probabilidade da falha ocorrer.

Através da aplicação de uma modelo de melhoria de processos pôde-se identificar que características da qualidade mais impactavam nos problemas requerendo um controle mais efetivo com vistas a alcançar os valores especificados.

O emprego do método permite que pessoas de diferentes áreas da organização trabalhem em equipe, concentrando seus esforços para o alcance de um objetivo comum, eliminando barreiras departamentais.

Tempo e pessoal treinado em ferramentas da qualidade são fatores de fundamental importância para a obtenção dos resultados propostos. Essa modelo vem sendo utilizada sistematicamente na manufatura de eletrodomésticos da linha branca apresentando bons resultados em relação à melhoria dos processos.

6. REFERÊNCIAS

Akao, Yoji , 1990, "QFD: Integrating Customer Requirements into Product Design", , Productivity Press, Cambridge: Massachussets.

Berwick, Donald M., Godfrey, A. Blanton, Roessner, Jane , 1995, "Melhorando a Qualidade dos Serviços Médicos, Hospitalares e da Saúde", Makron Books, São Paulo.

processo é responsável pela ocorrência de determinada falha, uma vez que, nem todas as falhas têm origem unicamente no processo produtivo.

	Tabela do Processo				Grau de importância das falhas	X	Índice de detecção	Grau de importância real
	3				100		3	300
Tabela de afinidade de falhas			1		20		9	180
Total	900			180				
Grau de criticidade	83%			17%				

Figura 4. Matriz de correlação

A comparação entre as duas tabelas citadas e a utilização da simbologia usual do QFD, graduando-se respectivamente com os valores 6, 3 e 1 (por exemplo), as correlações forte, média e fraca, permitirá uma definição clara do grau de envolvimento do processo em relação a uma dada falha.

b) Determinação do grau de importância real das falhas:

O grau de importância real será obtido mediante uma equação onde ao grau de importância (extraído da tabela de afinidade de falhas) se multiplicará o índice de detecção das falhas ao longo do processo produtivo (ver figura 4).

O estabelecimento do índice de detecção de falhas objetiva fazer com que a equipe pense criticamente em relação às formas de controle ora em uso, isso porque, algumas falhas podem ser observadas durante a execução da atividade e outras mais tarde, somente quando da obtenção do produto acabado. No tocante ao índice de detecção, ele é atribuído da seguinte forma:

- Alto índice de detecção (1 ponto) – o defeito foi detectado durante as verificações e testes ao longo do processo produtivo. Não foi observado durante auditorias do produto;
- Médio índice de detecção (3 pontos) – o defeito foi detectado durante as verificações e testes realizados ao longo do processo produtivo e também, em auditorias do produto;
- Baixo índice de detecção (9 pontos) – o defeito só foi detectado em auditorias do produto. Defeitos não percebidos internamente serão incluídos nessa faixa.

c) Priorização dos processos:

O grau de criticidade de cada etapa do processo em relação à importância das falhas resultará, num primeiro momento, da multiplicação do grau de importância real pelo valor atribuído à correlação forte, média ou fraca e, em seguida, da somatória dos valores encontrados em cada coluna da matriz. Dar-se-á prioridade aos processos cujos valores obtidos (graus de criticidade) forem os mais elevados e estiverem na faixa de seleção estipulada pela equipe segundo os recursos e diretrizes envolvidas.

de uma ou mais falhas internas, caracterizando uma relação de causa e efeito, outras ferramentas como um diagrama de Ishikawa ou um diagrama de árvore também podem ser utilizados com esta finalidade.

A figura 3 apresenta um exemplo de diagrama de afinidade. Os rótulos contêm as falhas externas e sob estes encontram-se as falhas internas. Moura (1994, p.26) sugere que sejam seguidos os seguintes passos na construção do diagrama de afinidades:

1. Escolher o tema;
2. Coletar os dados verbais;
3. Transferir os dados para cartelas;
4. Agrupar as cartelas;
5. Rotular os grupos de cartelas;
6. Desenhar o diagrama.

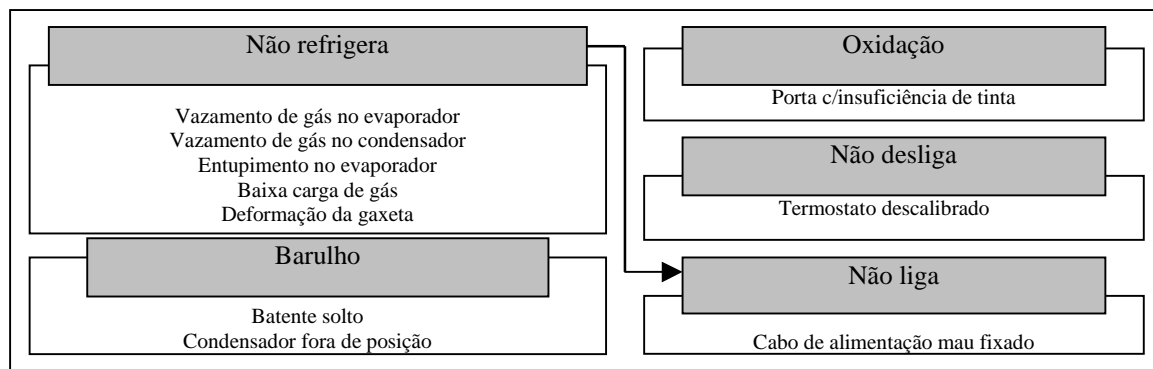


Figura 3. Exemplo de diagrama de afinidades

Após o estabelecimento das afinidades existentes, torna-se necessária a construção de uma tabela onde se possa visualizar lado a lado as falhas externas e as falhas internas correspondentes. Essa tabela será denominada de “tabela de afinidade de falhas” e deverá apresentar para cada falha interna um valor de importância dito “grau de importância das falhas” resultante da multiplicação do número de falhas externas pelo número de falhas internas.

Etapa 4 - Determinação das etapas do processo

Para relacionar as falhas com o processo, além da tabela de falhas, há a necessidade da elaboração de uma tabela com as etapas do processo (tabela do processo); essa tabela será obtida mediante o mapeamento do processo envolvido. Para a confecção do mapa do processo podem ser utilizadas informações constantes de planos de fabricação, procedimentos operacionais padrão, especificações de processo, relatórios de auditoria, etc.

Etapa 5 – Correlacionamento das falhas com o processo

A quinta etapa do método tem a finalidade de estabelecer um elo entre as falhas e o processo produtivo identificando as etapas do processo que mais necessitam de melhorias. Pode-se dividi-la em três atividades básicas, conforme segue.

a) Estabelecimento da correlação entre as falhas e as etapas do processo:

Nessa fase, deve-se estabelecer a correlação existente entre os itens constantes da tabela de afinidade de falhas e aqueles da tabela do processo, mediante o uso de uma matriz específica, conforme a figura 4. O objetivo aqui é mostrar com que intensidade cada etapa do

sugestões, linha direta com clientes, grupo de clientes, carta de avaliação, auditoria de serviço e pesquisas de atendimento (conforme Cobra, 1992).

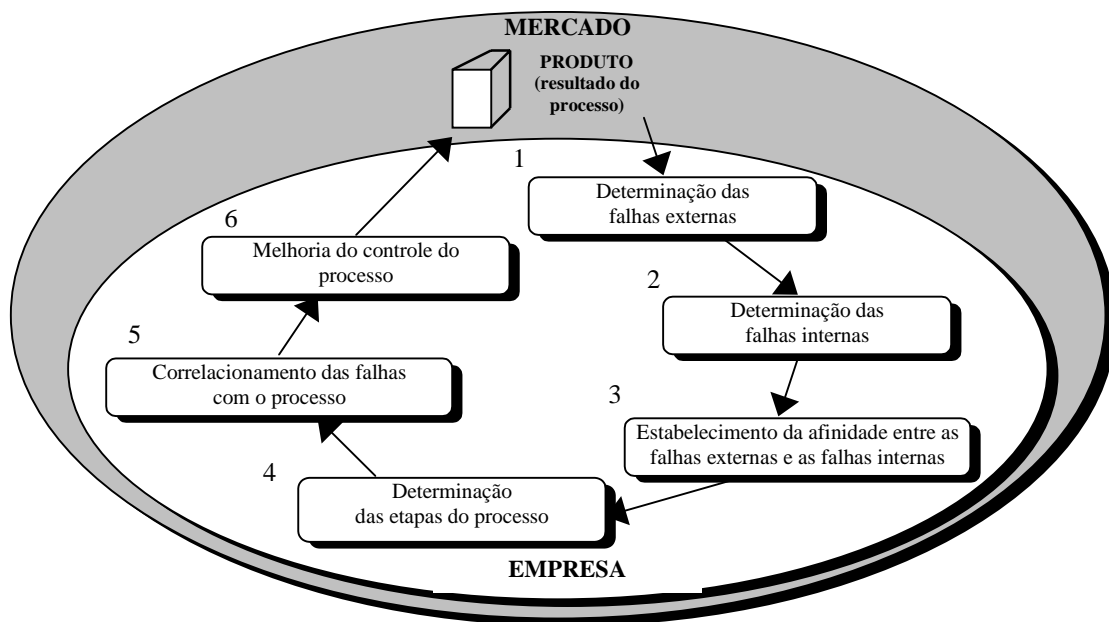


Figura 2. Modelo para melhoria do controle do processo (Santos, 1999)

Etapa 1 - Determinação das falhas externas

Para priorizar as falhas seleciona-se o produto mais crítico segundo seu desempenho de campo. Para analisar a criticidade das falhas são considerados critérios como número de ocorrências, custo de reparo, gravidade da ocorrência, tendências, etc.

Na organização dessas informações podem ser utilizadas ferramentas como o diagrama de Pareto, a técnica do GUT, a FMEA, entre outras, que de forma sistematizada ajudam a equipe na tomada de uma decisão. O resultado final dessa etapa é a obtenção de uma “tabela de falhas externas”.

Etapa 2 – Determinação das falhas internas

A fim de identificar as falhas internas, sugere-se a construção de uma “tabela de falhas internas”, que deve ser elaborada pela equipe multifuncional, tendo como base os problemas ocorridos em nível operacional. Os dados para a elaboração da tabela podem ser obtidos a partir de relatórios de qualidade fabril, relatórios de recebimento de materiais, testes, simulações, etc.

Etapa 3 – Estabelecimento da afinidade entre as falhas externas e as falhas internas

A terceira etapa do método diz respeito ao estabelecimento da relação existente entre as falhas externas (falhas de campo) e as falhas internas (falhas observadas no ambiente fabril). Para estabelecer a afinidade existente entre uma e outra tabela, a equipe multifuncional pode utilizar inicialmente um *brainstorming* ou outras ferramentas que estimulem a participação dos envolvidos. Essa contribuição deve ser feita com base em fatos e dados. Num segundo momento, utiliza-se um diagrama de afinidades para agrupar as falhas internas relacionadas a um determinado tipo de falha externa. Como as falhas externas são decorrentes

4.4. A Metodologia da Abordagem Sistêmica de Problemas

Jean-Marie DOUCHY (1992) sugere a melhoria progressiva da competitividade de uma empresa mediante a resolução de um problema por vez, objetivando o “zero defeito”. Os problemas devem ser atacados por equipes através da “abordagem sistêmica de problemas”, de acordo com as doze etapas seguintes.

1. Reconhecer que há um problema;
2. Identificar o problema;
3. Informar-se sobre a natureza do problema identificado;
4. Reparar a não-conformidade;
5. Procurar as causas possíveis;
6. Imaginar as soluções;
7. Escolher a solução (procurar e ponderar os critérios de escolha);
8. Definir e experimentar o sistema de controle
9. Decidir - obter a concordância do *management* sobre a solução proposta;
10. Aplicar a solução escolhida;
11. Controlar se o objetivo é atingido, se o processo é confiável;
12. Oficializar, generalizar a solução encontrada.

4.5. A Metodologia 6 Sigmas

Uma possível estratégia de *breakthrough* é o que preconiza a modelo (HARRY, 1998), visando à melhoria sustentada do processo através da aplicação de ferramentas estatísticas avançadas para a solução de problemas.

As melhorias são obtidas por uma equipe coordenada por um *black belt*, que é um indivíduo com elevada capacidade para resolver problemas, desde os mais simples aos mais complexos, devido a um treinamento intensivo em ferramentas estatísticas da qualidade. Este modelo consiste de 4 fases: medição, análise, melhoria e controle.

5. A PROPOSTA DE RESOLUÇÃO DO PROBLEMA

O modelo proposto (ver figura 2) fundamenta-se nas informações sobre o desempenho dos produtos em campo, como forma de corrigir a curto prazo, as distorções decorrentes, entre outras coisas, do planejamento inadequado do processo (Santos, 1999). Ouvindo-se as reclamações de campo (voz do cliente) é possível correlacioná-las com as falhas percebidas ao longo do processo produtivo (voz do processo) e com as etapas desse processo mais relacionadas com a sua ocorrência, através do uso de uma matriz.

Para análise crítica da eficiência dos procedimentos de controle utilizados, são incluídos nesta matriz (falhas x etapas do processo), alguns critérios específicos. Para adequação dos processos identificados como críticos, o modelo propõe a aplicação de uma das metodologias de melhoria de processos existentes.

Na implementação do método, composto por 6 etapas, é fundamental a formação de uma equipe multifuncional integrada por membros provenientes de diversas funções da empresa, envolvidos direta ou indiretamente com o processo.

A primeira etapa do método estabelece as premissas necessárias à identificação e priorização das falhas de campo ocorridas em determinado período de tempo.

A atividade de identificação das falhas de campo aborda a coleta de informações dos problemas apresentados pelos produtos em campo. Essas informações serão obtidas junto às oficinas de assistência técnica mediante consulta às ordens de serviço emitidas, ou através do uso de algumas ferramentas e instrumentos de comunicação com clientes, como: caixa de

Tabela 1. QC Story (adaptado de KUME, 1993)

Fluxo	Processos	Objetivo
1	Identificação do problema	Definir claramente o problema e reconhecer a sua importância
2	Observação	Investigar as características específicas do problema com uma visão ampla e sob vários pontos de vista
3	Análise	Descobrir as causas fundamentais
4	Ação	Bloquear as causas fundamentais
5	Verificação	Verificar se o bloqueio foi efetivo
6	Padronização	Prevenir contra o reaparecimento do problema
7	Conclusão	Recapitular todo o processo de solução do problema para o trabalho futuro

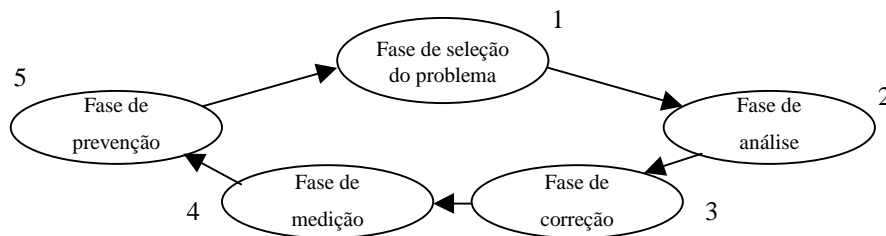


Figura 1. Ciclo de oportunidade (HARRINGTON, 1988)

4.3. A Metodologia do Processo de Melhoria da Qualidade - PMQ

O Instituto Juran apresenta uma seqüência geral de passos do Processo de Melhoria da Qualidade (PMQ), conforme mostra a tabela 2 (BERWICK, 1995).

Tabela 2. Passos do PMQ (BERWICK, 1995)

Definição e Organização do Projeto	Listar e estabelecer prioridades para os problemas Definir o projeto e a equipe
Jornada de Diagnóstico	Analisar os sintomas Formular teorias sobre as causas Testar as teorias Identificar as causas fundamentais
Jornada para a Solução	Considerar soluções alternativas Projetar soluções e controles Cuidar da resistência a mudança Implementar soluções e controles
Manter os Ganhos	Verificar o desempenho Monitorar o sistema de controle

2. A METODOLOGIA DO QFD

O QFD – Desdobramento da Função Qualidade (AKAO, 1990), é um método utilizado para interpretar os desejos do cliente, transformando-os em linguagem de projeto.

“No complexo ambiente industrial de hoje, o cliente e o operador do chão de fábrica, que executa o produto do cliente, raramente conversam um com o outro. O QFD traz a voz do cliente diretamente para o chão da fábrica” (EUREKA, 1993, p.13).

“Os dados de falha no campo e as reclamações do consumidor devem ser suficientemente detalhados para permitir uma análise das causas, de modo que uma ação corretiva apropriada possa ser aplicada” (FEIGENBAUM, 1994, p.171); a metodologia do QFD possibilita esse detalhamento.

3. O CONTROLE DO PROCESSO PRODUTIVO

Um controle do processo adequado permite à organização a obtenção de produtos conforme as especificações e fornece as informações necessárias ao processo de melhoria contínua. Para Juran (1993, p.19), “o controle do processo consiste de três atividades: avaliação do desempenho real do processo, comparação do desempenho real com as metas e tomada de providências a respeito da diferença”.

Em outras palavras, o controle do processo consiste na avaliação sistemática necessária ao desempenho de um processo e as ações corretivas tomadas, necessárias à manutenção das especificações do produto.

A prevenção da ocorrência de falhas deve ser o objetivo principal do planejamento de controle do processo.

4. MODELOS PARA MELHORIA DOS PROCESSOS

Em qualidade, talvez tão importante quanto a solução de um problema é a forma pela qual ele foi solucionado. Se isso ocorreu na base da experiência ou da intuição, há um grande risco de que o problema venha a se repetir, devido a alguma falha na determinação da causa real deste e/ou da solução empregada para sua eliminação. Alguns modelos procuram delinear um caminho mais fácil e seguro para a resolução de problemas, porém, em cada uma delas, ferramentas da qualidade apropriadas deverão ser utilizadas para a obtenção dos resultados desejados.

4.1. A Metodologia do *QC STORY*

O QC Story é um procedimento adotado pela JUSE (*Union of Japanese Scientists and Engineers*) para resolução de problemas. Consiste de uma história das atividades do controle da qualidade, devendo a isso a sua denominação. Essa abordagem está centrada na realização de 7 passos, como descrito na tabela 1.

4.2. A Metodologia do Ciclo de Oportunidade

Harrington (1988, p.129) descreve o “Ciclo de Oportunidade”, como sendo “um meio sistemático para resolver problemas e evitar que os mesmos ocorram novamente”. A figura 1 mostra as 5 diferentes fases dessa modelo.

UM MODELO DE MELHORIA DO CONTROLE DO PROCESSO PRODUTIVO BASEADO NO QFD

Antonio J. dos Santos, M.Eng.

Multibrás Eletrodomésticos

Paulo M. Selig, Dr.

Universidade Federal de Santa Catarina- UFSC

Luiz V. O. Dalla Valentina, Dr.

Universidade do Estado de Santa Catarina- UDESC

Resumo

O presente trabalho aborda a concepção de um método sistematizado para a melhoria contínua do processo produtivo, tendo sido aplicado em uma empresa que atua no mercado de eletrodomésticos da linha branca. Esse método parte do princípio de que conhecendo-se os problemas de campo e os problemas internos (embora a relação entre estes não seja muitas vezes tão clara) é possível, com a utilização da filosofia do QFD, efetuar um desdobramento relacionando-os às etapas do processo produtivo visando identificar aquelas que mais influenciam a ocorrência desses resultados indesejados.

Estruturado em 6 fases, o modelo prevê a utilização de modelos de melhoria de processo como forma de adequar efetivamente o controle, garantindo os resultados desejados. O modelo desenvolvido mostrou-se de fácil aplicabilidade apresentando resultados satisfatórios a curto prazo de tempo.

Palavras-chave: QFD, Processos, Ferramentas da qualidade.

1. INTRODUÇÃO

A sobrevivência de uma empresa está relacionada com a capacidade desta de projetar um produto que conquiste a preferência do consumidor. Porém, as necessidades do mercado mudam constantemente, fazendo com que as organizações busquem rapidez nas suas ações de melhoria.

No planejamento de novos processos o fator escassez de tempo pode comprometer o resultado esperado: o produto. São necessários então, dispositivos sistematizados para analisar criticamente essas especificações e corrigi-las a curto prazo.

As informações sobre o real desempenho dos produtos durante a sua vida útil no campo, muitas vezes chegam à fábrica de forma implícita comprometendo o sucesso das ações corretivas e/ ou preventivas tomadas, o que gera perdas de ordem financeira e motivacionais e prejudica como um todo o desempenho operacional da organização.

O objetivo geral deste trabalho é apresentar um modelo para melhoria contínua do controle do processo através da tradução das falhas de campo em linguagem do chão de fábrica, o que permitirá a identificação das etapas do processo produtivo que mais influenciam as reclamações de campo.